

## Proyecto Fin de Carrera

Optimización de sistemas de calefacción solar de distrito con acumulación estacional e integración de bomba de calor y cogeneración

Autor

Jorge Costa Sorolla

Director

Miguel Ángel Lozano Serrano

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA)  
Año 2013

# Optimización de sistemas de calefacción solar de distrito con acumulación estacional e integración de bomba de calor y cogeneración

## **RESUMEN**

La sostenibilidad energética representa uno de los retos clave del siglo XXI, y en este contexto, existe un amplio potencial de aplicación de la energía solar térmica para cubrir parte de la demanda de energía del sector residencial. Las necesidades de calor y frío demandan un 49% de la energía final en la Unión Europea. Para alcanzar el objetivo del 20% de aporte de las fuentes renovables de energía en 2020 la porción de calor y frío renovable debería triplicarse.

Los sistemas solares térmicos centralizados con grandes acumuladores térmicos, denominados acumuladores estacionales, son capaces de producir energía térmica durante todo el año para cubrir gran parte de la demanda anual de calefacción y agua caliente sanitaria. Estos sistemas abastecen a grandes comunidades residenciales a través de redes de calefacción de distrito en el norte y centro de Europa.

Los modelos de optimización elaborados en el presente proyecto parten de la posibilidad de optimizar sistemas de calefacción solar con acumulación estacional que puedan integrar bomba de calor y cogeneración, permitiendo así su evaluación económica y predimensionado. Se han elaborado un total de cuatro modelos de optimización, los tres primeros corresponden a cada una de las tecnologías principales por separado (sistema solar, cogeneración y bomba de calor) y el cuarto modelo está orientado a un sistema que integre conjuntamente varias de las tecnologías consideradas.

A partir de datos climáticos sencillos y fáciles de obtener, los modelos de optimización describen de una manera simple y eficaz el funcionamiento físico de los sistemas energéticos planteados, determinando el diseño óptimo económico del sistema que conlleve un mínimo coste de suministro de los servicios energéticos demandados.

Las tecnologías consideradas en el sistema energético son: campo centralizado de captadores solares térmicos, calderas de gas natural, acumulador estacional, módulos de cogeneración y bombas de calor. Como resultados se obtienen la combinación de criterios de diseño y el régimen de operación mensual que caracterizan el sistema óptimo.

La herramienta de optimización mediante la cual se implementan y resuelven los modelos es el software de optimización LINGO.

Los modelos planteados se aplican al caso base de una comunidad de 1000 viviendas de nueva construcción ubicada en Zaragoza.



## ÍNDICE

### MEMORIA

<b>1. Introducción</b>	5
<b>2. Sistemas de calefacción solar de distrito</b>	7
2.1. Captadores solares térmicos	9
2.2. Acumuladores	11
<b>3. Integración energética en sistemas solares de distrito</b>	14
3.1. Cogeneración	14
3.2. Bomba de calor	14
3.3. Captadores solares de media y alta temperatura	15
3.4. Biomasa	15
3.5. Demanda	15
<b>4. Cogeneración en el sector residencial-comercial</b>	16
4.1. Motores de gas	17
<b>5. Bomba de calor</b>	19
5.1. Configuración de la bomba de calor en sistemas de calefacción solar	21
<b>6. Optimización</b>	22
6.1. Optimización y diseño de sistemas energéticos	22
6.2. Optimización de sistemas solares con acumulación estacional	23
6.3. Modelado de los sistemas	24
6.4. Herramienta de optimización	24
<b>7. Modelos de optimización</b>	25
7.1. Sistema energético de calefacción propuesto	25
7.2. Descripción de los modelos	26
7.3. Submodelo físico	27
7.4. Submodelo económico	29
7.5. Problema de optimización	31
<b>8. Análisis de resultados</b>	31
8.1. Caso base	31
8.2. Modelo A: Sistema solar con acumulación estacional	31
8.3. Modelo B: Sistema de cogeneración con acumulación estacional	38
8.4. Modelo C: Sistema de bomba de calor con acumulación estacional	41
8.5. Modelo D: Sistema solar con acumulación estacional e integración de cogeneración	42
<b>9. Conclusiones</b>	45

<b>10. Bibliografía.....</b>	<b>46</b>
------------------------------	-----------

#### **ANEXO A: Modelo de optimización del sistema solar con acumulación estacional**

1. Descripción del modelo.....	49
2. Análisis físico.....	70
3. Análisis económico.....	73
4. Bibliografía.....	78

#### **ANEXO B: Modelo de optimización del sistema de cogeneración con acumulación estacional**

1. Descripción del modelo.....	80
2. Análisis físico.....	90
3. Análisis económico.....	93
4. Bibliografía.....	95

#### **ANEXO C: Modelo de optimización del sistema de bomba de calor con acumulación estacional**

1. Descripción del modelo.....	96
2. Análisis físico.....	105
3. Análisis económico.....	106

#### **ANEXO D: Modelo de optimización del sistema solar con acumulación estacional e integración de cogeneración**

1. Descripción del modelo.....	108
2. Análisis físico.....	113
3. Análisis económico.....	114

## **MEMORÍA**

### **1. Introducción**

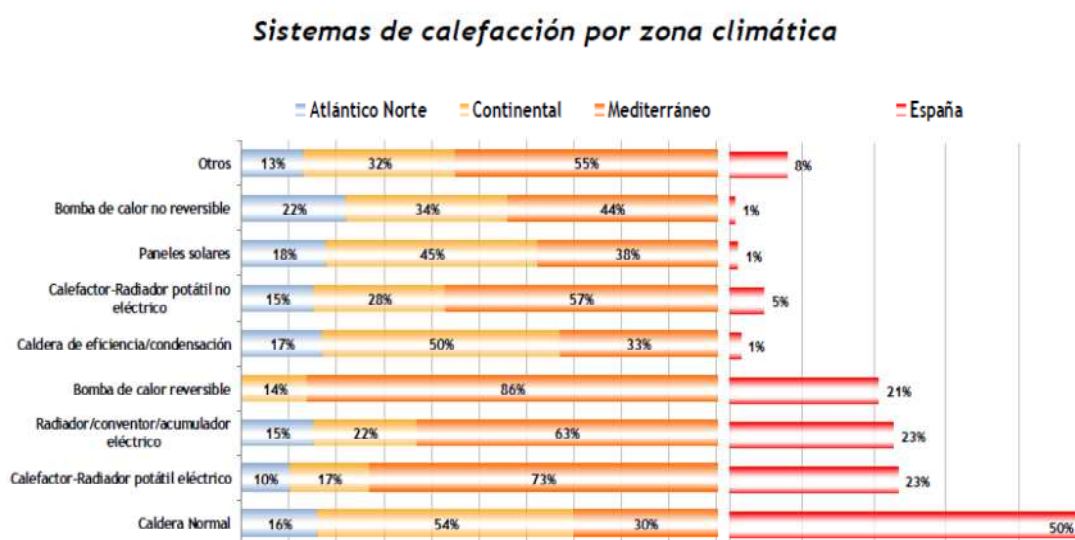
Estamos asistiendo a una gran crisis medioambiental, resultado de la actividad industrial y de la explosión demográfica a partir de la Revolución Industrial. Además, desde el punto de vista del consumo de recursos, el actual modelo de desarrollo no es sostenible.

El concepto de desarrollo sostenible se utilizó por primera vez en el Informe Brundtland (WCED, 1987) definiéndose como aquel que satisface las necesidades del presente sin comprometer las necesidades de las futuras generaciones. En este sentido, la Unión Europea y sus estados miembros se han comprometido a alcanzar una cuota del 20% de energía renovable para el año 2020.

En la Unión Europea, el sector residencial y comercial, constituido básicamente por edificios, representa más del 40% del consumo de energía final (Allard y Seppänen, 2008). Sus necesidades energéticas dominantes son las cargas térmicas de calefacción y la producción de agua caliente sanitaria (ACS).

Según las estadísticas del MIEyT, un 19% de la energía final consumida en los hogares españoles se destina a la producción de agua caliente sanitaria y un 47% a la producción de calefacción (IDAE, 2011a).

A pesar de que la entrada en vigor del Código Técnico de la Edificación (CTE) reguló la obligatoriedad de instalar sistemas térmicos solares para la producción de agua caliente sanitaria en edificios de nueva construcción, la contribución de la energía solar térmica en la cobertura de la demanda de calefacción es prácticamente nula (ver Figura 1).



**Figura 1 - Sistemas de calefacción por zona climática en España (IDAE, 2011a)**

En cuanto a la producción de calefacción, cabe destacar el desarrollo de los sistemas de calefacción de distrito en los países del norte y centro de Europa, especialmente a

partir de la Segunda Crisis del Petróleo (1979). El drástico aumento de los precios unido a la gran dependencia que tenía el mundo industrializado del petróleo acarrió que los países disminuyeran la cuota del petróleo en el consumo energético. En numerosos países, donde la mayoría de los sistemas de calefacción utilizaban gasóleo como combustible, hubo restricciones en su uso y se pusieron en funcionamiento sistemas de calefacción de distrito sustituyendo los sistemas individuales de calefacción. De este modo, se comenzó a suministrar calor al sector residencial-comercial a menor coste, empleando centrales de cogeneración, aprovechando calor residual industrial, revalorizando residuos urbanos, etc.

Entre las ventajas de los sistemas de calefacción de distrito frente a las instalaciones pequeñas cabe destacar las siguientes:

- 1) Los procesos de producción se realizan con mayor eficiencia (se utilizan equipos de mayor tamaño) y menor impacto ambiental para la misma cantidad de energía producida.
- 2) El sistema de producción puede estar constituido no sólo por equipos convencionales (calderas y enfriadoras mecánicas), sino también por módulos de cogeneración, máquinas de absorción, etc.
- 3) Pueden utilizar una mayor variedad de fuentes energéticas, ya sean de origen fósil (gas natural, gasóleo, etc.), renovable (solar, biomasa, biogás, etc.), calor de baja temperatura extraído del ciclo de vapor de centrales térmicas o calor residual de procesos industriales.
- 4) El factor de simultaneidad disminuye exigiendo una menor capacidad instalada debido al elevado número de usuarios.
- 5) El coste de los equipos por unidad de capacidad instalada disminuye debido a las economías de escala.
- 6) La compra en cantidades mayores de combustibles, electricidad y otros recursos permite negociar menores precios de compra.
- 7) La disponibilidad de personal técnico capacitado en la empresa que presta los servicios energéticos permite operar plantas complejas con una gestión óptima.

No obstante, en España, la presencia de sistemas de calefacción de distrito en el abastecimiento energético al sector residencial no deja de ser, en el mejor de los casos, puramente testimonial.

Por consiguiente, la aplicación conjunta de los sistemas centralizados de calefacción y de la energía solar térmica para cubrir las necesidades de calefacción en el sector residencial-comercial español, supone una línea de actuación prometedora por su gran potencial de ahorro energético.

## 2. Sistemas de calefacción solar de distrito

Los sistemas de calefacción solar de distrito se han desarrollado desde los años 80 y actualmente son una solución viable técnica y económicamente para cubrir parte de las necesidades térmicas de redes de distrito.

El hecho de centralizar las instalaciones energéticas permite que la eficiencia de transformación de los equipos sea superior. A pesar de que existen unas pérdidas de distribución, el sistema global es más eficiente. Respecto a la producción centralizada de energía térmica con captadores solares, se reducen los costes de instalación, mantenimiento y operación en comparación con los sistemas solares individuales, además de permitir una mejor gestión del recurso disponible. Para alcanzar una alta fracción solar en sistemas de calefacción es necesaria la utilización de acumuladores térmicos de gran capacidad. Estos acumuladores, llamados estacionales, son capaces de almacenar el calor captado en la época de mayor disponibilidad de recurso solar (verano) y mantenerlo hasta la época de mayor demanda de energía térmica (invierno).

Según la Agencia Internacional de la Energía los sistemas solares de gran tamaño para la producción de calefacción y refrigeración son aquellos que cuentan con superficie útil de campo de captadores térmicos mayor a  $500 \text{ m}^2$  (IEA, 2012). De acuerdo con este criterio el crecimiento del número de instalaciones solares térmicas de gran tamaño desde los años 90 ha sido exponencial (ver Figura 2).

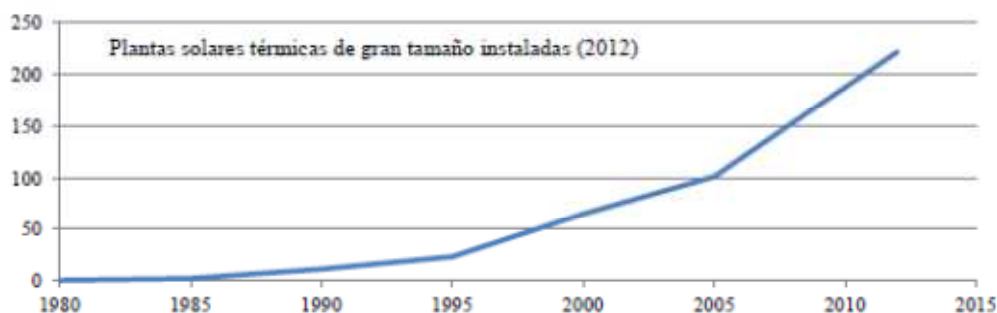


Figura 2 - Evolución temporal del nº de grandes instalaciones solares en el mundo (IEA, 2012)

Atendiendo a la ubicación de cada sistema, China es el país con mayor número de plantas, pero Europa tiene en conjunto casi el 60% de las instalaciones mundiales. España está en el sexto puesto en el ranking mundial de instalaciones solares térmicas de gran tamaño (ver Figura 3). Estas instalaciones españolas aportan calor y/o frío a hospitales, complejos residenciales, centros deportivos, edificios públicos y edificios comerciales.

Según la plataforma de la Unión Europea *Solar District Heating* en Europa existen 86 sistemas solares térmicos instalados en Europa con una superficie de captación mayor que  $1000 \text{ m}^2$ , de los cuales 21 disponen de acumulador estacional (ver Figura 4). Dos sistemas, sin acumulador estacional, están ubicados en España: uno en Haro aporta energía a un polideportivo y un sistema en Arteixo provee calor a la máquina de refrigeración de un edificio corporativo del grupo Inditex.



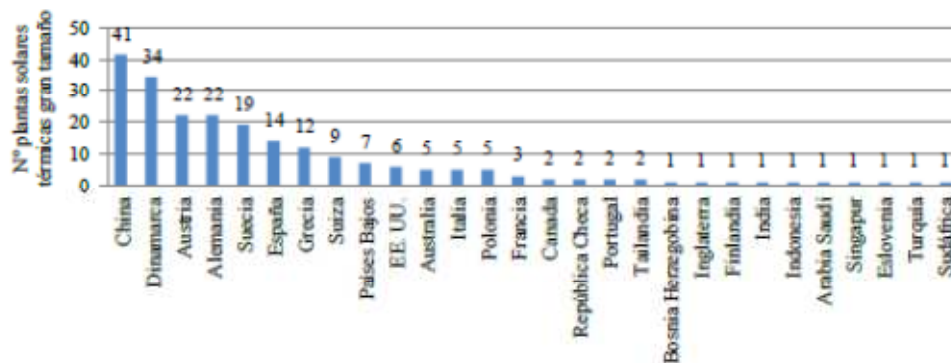


Figura 3 - Distribución por países de las grandes instalaciones solares de producción de calor y frío (IEA, 2012)

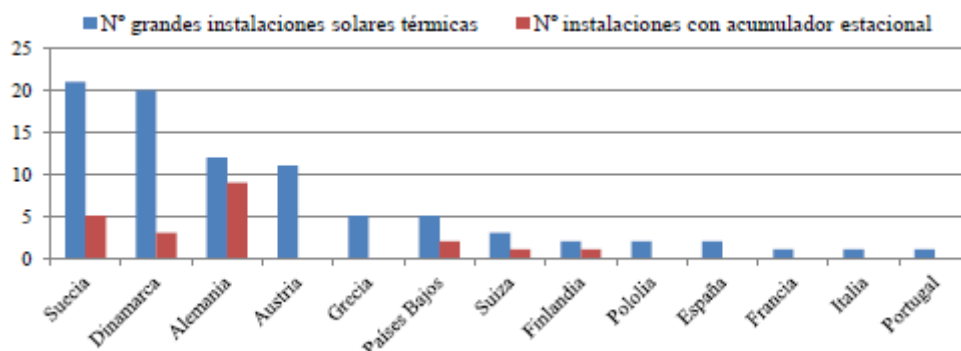


Figura 4 - Distribución por países de instalaciones solares de superficie mayor a 1000 m<sup>2</sup> con y sin acumulador estacional (www.solar-district-heating.eu)

Las tecnologías más comunes en este tipo de sistemas, según los datos de la plataforma SDH, son las de campo de captadores solares planos sin acumulación estacional. Este tipo de sistemas generan calor para grandes redes de distrito con una fracción solar baja o para una demanda sin grandes necesidades de acumulación. Para obtener altas fracciones solares de calefacción estacional en el sector residencial, la configuración más común es captador solar plano con acumulación térmica en agua (ver Figura 5).

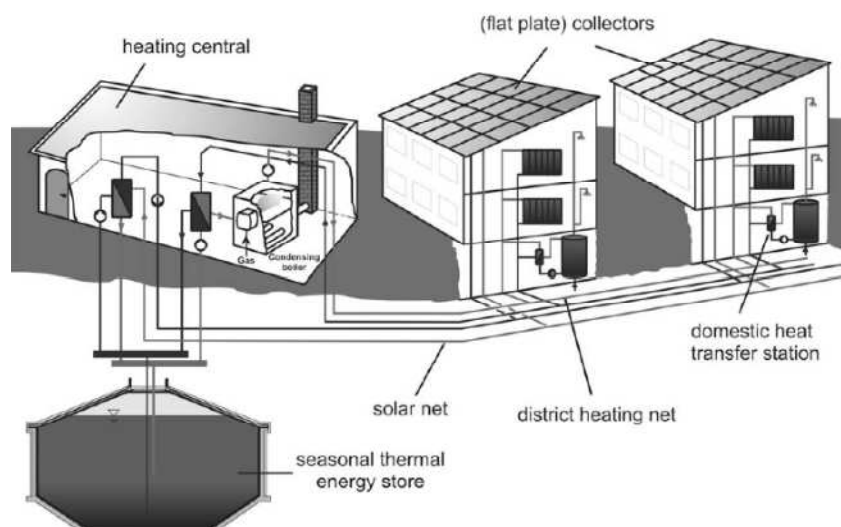


Figura 5 - Sistema de calefacción solar de distrito con acumulador estacional (Bauer et al, 2010)

A continuación se describen y analizan brevemente los tipos de captadores solares térmicos y acumuladores estacionales empleados en las grandes instalaciones solares.

## **2.1. Captadores solares térmicos**

Los captadores solares térmicos transforman la radiación solar incidente en energía térmica de forma que se eleva la temperatura del fluido de trabajo que circula por los mismos.

Atendiendo a la concentración de la radiación solar, una primera clasificación podría establecerse en función del factor de concentración, distinguiendo entre captadores solares térmicos de concentración y sin concentración:

- Captadores solares térmicos sin concentración

Se emplean en aplicaciones de baja temperatura ( $< 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) como pueden ser los sistemas de calefacción. Como ventaja principal, destaca su capacidad de absorber la radiación directa y difusa, lo cual es interesante bajo condiciones climáticas nubosas. En esta clasificación se encuadran los captadores solares planos (CPC) y los de tubos de vacío (EVC). Los captadores planos se fabrican con forma de caja para disminuir costes, con dimensiones que varían dependiendo del uso y del fabricante. La cara expuesta al sol está cubierta por un vidrio muy fino, mientras que las cinco caras restantes son opacas y están aisladas térmicamente. Los de tubos de vacío se caracterizan por disponer de tubos de vidrio al vacío. El panel tiene estructura de peine, con un mástil que conduce el fluido caloportador, y una serie de tubos a modo de púas donde se produce la captación de la radiación solar. En cuanto a su operación, poseen mayor rendimiento que los captadores planos. La mejora que aportan consiste fundamentalmente en evitar las pérdidas por conducción y convección que existen en los captadores planos. Sin embargo, los captadores solares planos son los más comúnmente utilizados en sistemas de calefacción y agua caliente sanitaria debido a su bajo coste, elevada fiabilidad y amplia experiencia adquirida en la producción de energía solar térmica.

- Captadores solares térmicos de concentración

Los captadores solares térmicos de concentración son dispositivos capaces de aprovechar la energía solar con métodos de concentración ópticos que redirigen y concentran la radiación solar en un área reducida. Incrementando el grado de concentración es posible alcanzar temperaturas de trabajo en el fluido caloportador superiores a las de los captadores sin concentración. Sus principales aplicaciones son la generación de energía térmica para bombas de calor, centrales termosolares y procesos industriales. Existen diversos tipos de captadores solares térmicos de concentración, siendo los más empleados los captadores solares parabólicos (CPC y PTC).

Como aportación más reciente de la industria fotovoltaica se tienen los colectores solares híbridos PV-T donde el panel fotovoltaico productor de electricidad se refrigera con aire o agua y el calor captado se utiliza después buscando aprovechar al máximo la energía solar. Esta tecnología se está desarrollando tanto con paneles planos (Podewils, 2008) como de concentración (Web, 2011).

Uno de los factores a tener en cuenta en la elección de un captador solar es la curva de rendimiento instantáneo que, según la normativa europea se establece según los procedimientos de ensayo establecidos en la norma EN-12975-2. En la Figura 6 se muestran las curvas de rendimiento típicas para los captadores solares planos (FPC), de vacío (ETC) y parabólicos (CPC y PTC). Puede observarse como el rendimiento del captador está relacionado con la diferencia de temperaturas entre el fluido de trabajo del captador y el ambiente.

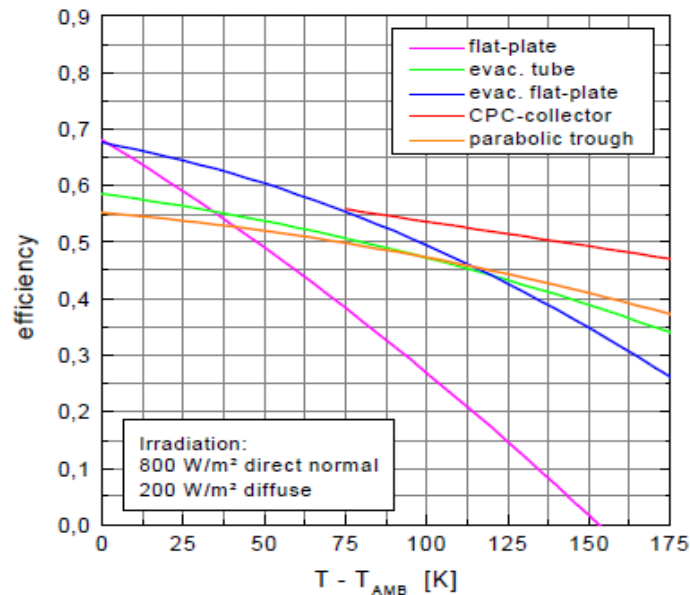


Figura 6 - Curva de rendimiento para diferentes tipos de captadores solares térmicos (Schweiger et al, 2000)

En la Figura 7 se muestra una clasificación de los captadores solares térmicos en función de su temperatura de trabajo.

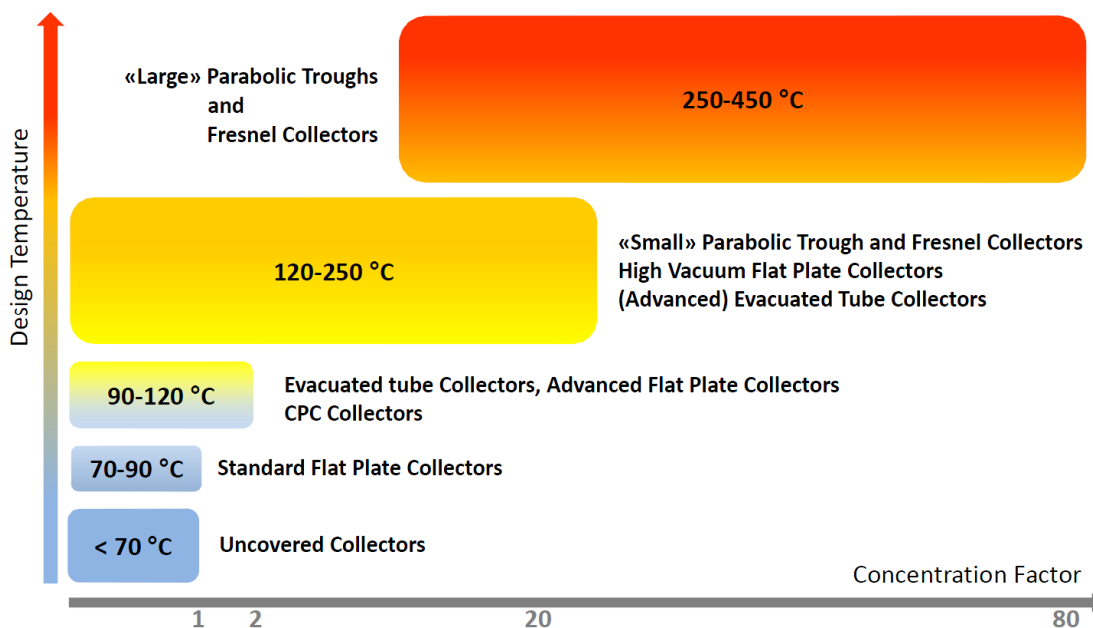


Figura 7 - Clasificación de los captadores solares térmicos en función de su temperatura de trabajo (Lozano et al, 2013)

Los captadores solares planos que se utilizan en instalaciones de gran tamaño tienen un diseño específico para estas aplicaciones. Arcon y Sunmark son dos fabricantes daneses de captadores solares de gran tamaño (Figuras 8 y 9, respectivamente). Cada captador solar tiene una superficie aproximada de  $14 \text{ m}^2$ , máximo tamaño que puede transportarse en vehículos estándar. Los captadores tienen una conexión de entrada y otra de salida en su configuración normal y se pueden conectar en serie. Se pueden colocar filas de hasta 14 unidades. Conectar series largas de captadores supone mayores pérdidas de presión en el circuito hidráulico y por tanto mayor consumo eléctrico, pero series cortas implican mayores costes de montaje.



Figura 8 - Esquema del captador solar plano Arcon ([www.arcon.dk](http://www.arcon.dk))

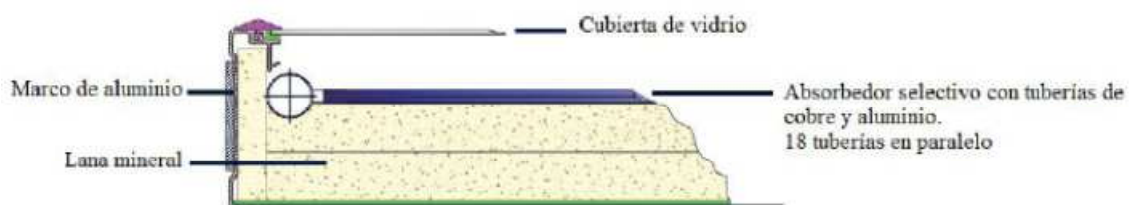


Figura 9 - Esquema en vista lateral del captador solar plano Sunmark ([www.sunmark.com](http://www.sunmark.com))

## 2.2. Acumuladores

Los sistemas de acumulación de energía térmica pueden clasificarse en cuatro categorías según el principio de acumulación:

- 1) Calor sensible
- 2) Calor latente
- 3) Químico
- 4) Termoquímico

Un factor determinante en el diseño del acumulador es la capacidad térmica de acumulación. Sin embargo, en la elección del sistema de acumulación más apropiado

deben tenerse en consideración aspectos económicos y técnicos. En el caso de calefacción solar de distrito, se establece como primer criterio de diseño la temperatura del fluido de acumulación. En sistemas de calefacción de distrito se considera una temperatura de suministro menor a 100 °C, siendo el agua el fluido de acumulación más apropiado para dicho rango de temperaturas debido a su elevado calor específico y a su bajo coste.

El diseño de los acumuladores térmicos en aplicaciones residenciales puede abordarse mediante dos configuraciones:

- 1) Acumulación térmica de corto plazo
- 2) Acumulación térmica estacional

Existen cuatro tipos de acumuladores estacionales (ver Figura 10):

- 1) Acumuladores térmicos en tanque de agua (*Tank Thermal Energy Storage*, TTES)
- 2) Acumuladores térmicos en balsa (*Pit Thermal Energy Storage*, PTES)
- 3) Acumuladores térmicos en perforaciones en tierra (*Borehole Thermal Energy Storage*, BTES)
- 4) Acumuladores térmicos en acuíferos (*Aquifer Thermal Energy Storage*, ATES).

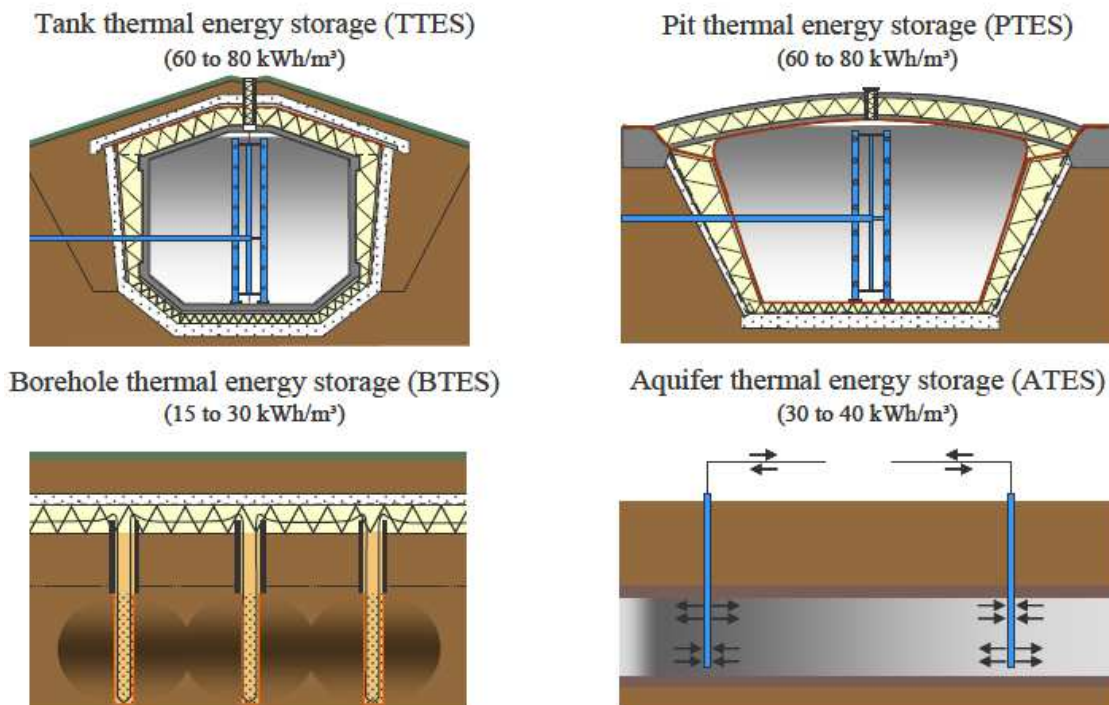


Figura 10 - Tipos de acumuladores estacionales ([www.solar-district-heating.eu](http://www.solar-district-heating.eu))

Los acumuladores de tanque de agua y los de balsa son los que permiten acumular una mayor cantidad de calor por unidad de volumen, entre 60 y 80  $kWh/m^3$ . La principal diferencia entre los acumuladores de tanque y las balsas es el tipo de construcción elegido. Los tanques son estructuras sólidas aisladas y ubicadas sobre tierra o enterradas. Las balsas se construyen con materiales impermeabilizantes que pueden (o no) tener aislamiento en el fondo pero siempre presentan una cubierta flotante que está aislada térmicamente. Cuando estos acumuladores se rellenan con una mezcla de grava y agua tiene una menor capacidad de almacenamiento, entre 30 y 50  $kWh/m^3$ .

El acumulador de conductos o perforaciones en tierra requiere de un terreno perforable con alta capacidad térmica, alta conductividad térmica y baja influencia hídrica. Puede almacenar entre 15 y 30  $kWh/m^3$  y el coste de la instalación es inferior respecto de los tanques y otros sistemas de acumulación.

Los acumuladores de energía térmica en acuíferos requieren la presencia de aguas subterráneas que no tengan caudales naturales de entrada y salida y que puedan utilizarse para acumular energía térmica. Estos acumuladores tienen una capacidad de almacenamiento de energía térmica entre 30 y 40  $kWh/m^3$  y el coste es bajo.

Schmidt et al. (2003) han presentado un resumen de acumuladores estacionales existentes en Alemania y otros lugares de Europa. En la Figura 11 puede verse la relación entre la inversión inicial necesaria y el volumen equivalente de los acumuladores estacionales, apreciándose una fuerte reducción de costes al aumentar el tamaño de éstos.

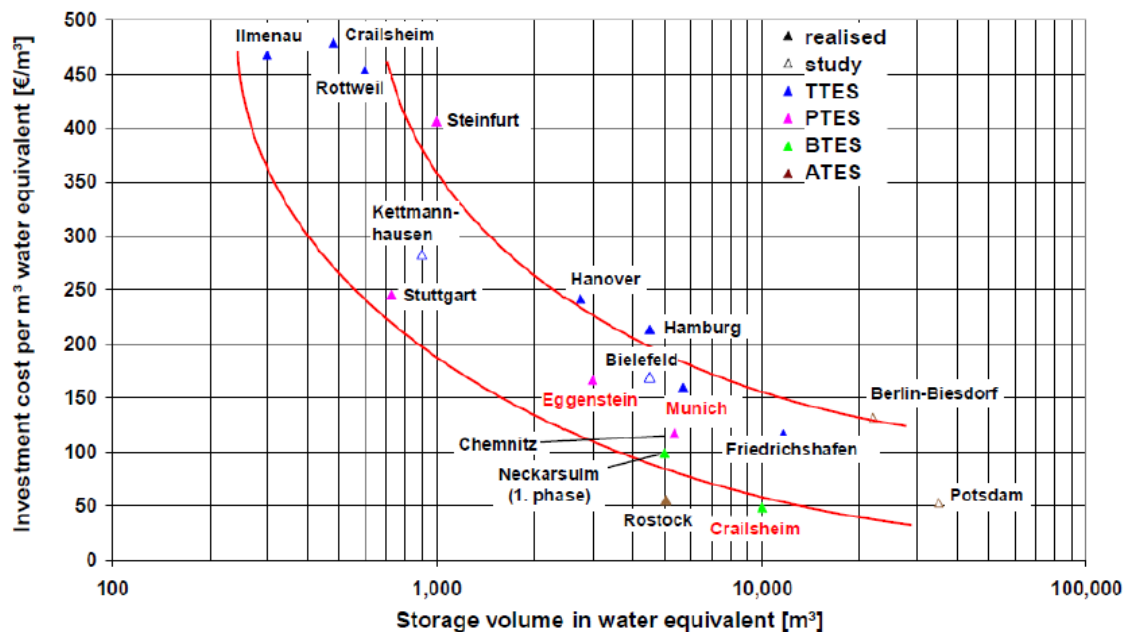


Figura 11 - Coste de inversión de los sistemas de acumulación estacional (Schmidt et al, 2003)

### 3. Integración energética en sistemas solares de distrito

La integración energética de sistemas solares que aportan energía al sector residencial-comercial, consiste en utilizar del mejor modo posible los recursos disponibles para cubrir una demanda intermitente y distribuida en el tiempo con variaciones significativas hora a hora en el día, día a día en la semana y estación a estación a lo largo del año (ver Figura 12).

Considerando como sistema base un sistema centralizado con aporte solar térmico y acumulación estacional, pueden darse múltiples opciones de integración energética en función de los recursos energéticos disponibles. Propuestas de integración energética pueden realizarse desde la producción y desde la demanda para mejorar la eficiencia del conjunto. Se pueden combinar distintas fuentes de energía con la producción solar de forma que hagan un uso eficiente de los recursos disponibles. Desde la demanda se pueden modificar las condiciones de suministro (nivel de temperatura) o acumular varias necesidades (ACS, calefacción, refrigeración, etc.) y usuarios (viviendas, hoteles, hospitales, centros comerciales, etc.) mejorando la eficiencia del conjunto. En cualquier caso, el objetivo perseguido es alcanzar un menor coste de los productos obtenidos.

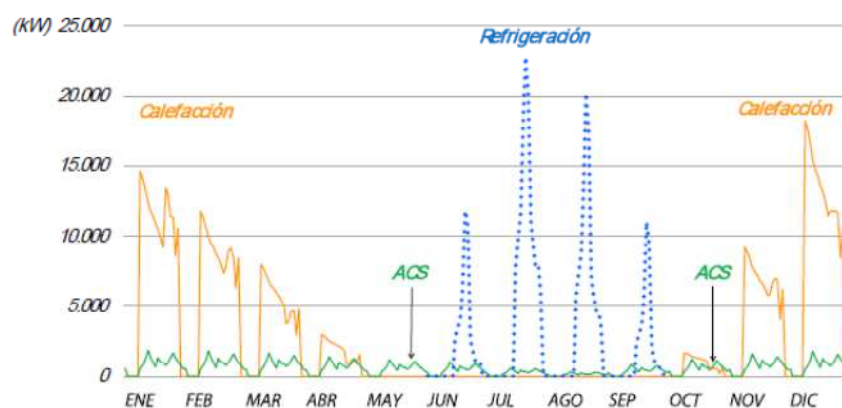


Figura 12 - Demanda térmica de un distrito urbano de 5000 viviendas en Zaragoza (Ramos, 2012)

#### 3.1. Cogeneración

Para evitar el sobredimensionado de los sistemas solares térmicos es necesaria la producción auxiliar de energía para cubrir los picos de demanda. Esta necesidad puede satisfacerse con calor de cogeneración. Una planta de cogeneración que proporcione calor auxiliar puede funcionar cuando sea necesaria una demanda extra de calor o cuando sea rentable la producción de electricidad, acumulando el calor extra producido para utilizarlo cuando haya demanda térmica. Una ventaja adicional de disponer de redundancia en la producción de calor es la mayor seguridad de suministro a los usuarios.

#### 3.2. Bomba de calor

Para obtener un mayor rendimiento energético y uso de los captadores solares es posible producir agua caliente a baja temperatura que suministre calor al evaporador de una bomba de calor que genera energía térmica a una temperatura suficientemente alta para el servicio demandado. La combinación con bombas de calor ha demostrado ser útil en lugares donde resulta difícil generar calor mediante radiación solar a una



temperatura suficiente para el servicio. Diferentes estudios han mostrado que en estos casos resulta interesante utilizar captadores sin cubierta (Haller y Frank, 2011). Así por ejemplo en Suiza se ha probado este sistema consiguiendo a lo largo del año un valor del coeficiente de operación (COP) de 3 en el sistema conjunto sin necesidad de utilizar otro sistema auxiliar de apoyo (Fraga et al, 2012). Se han realizado comparaciones entre distintas combinaciones de captadores solares térmicos, bombas de calor y captadores fotovoltaicos, buscando la mejor manera de satisfacer diferentes demandas con un espacio limitado en cubierta, llegándose a la conclusión de que la configuración más adecuada depende del tipo de servicio y de la magnitud de la demanda (Dott et al, 2012).

Otra forma interesante de utilización de las bombas de calor consiste en extraer energía del acumulador estacional cuando la temperatura en el mismo es insuficiente para atender la demanda. Así se aumenta la capacidad de almacenamiento térmico con el mismo volumen de acumulación. Las bombas de calor se pueden aplicar en sistemas de calefacción solar para extraer calor del acumulador descendiendo la temperatura mínima de éste hasta los 6 °C (Lindenberg et al, 2000). En sistemas sin bomba de calor la temperatura mínima en el acumulador es la temperatura del agua de retorno, que superará los 30 °C con redes de suministro de baja temperatura.

### **3.3. Captadores solares de media y alta temperatura**

El calor solar captado a alta temperatura puede utilizarse con apoyo de otra fuente de energía para la producción de electricidad en un ciclo Rankine de vapor obteniendo importantes ahorros de combustible (Niknia y Yaghoubi, 2012). El calor producido en estos captadores también puede utilizarse con máquinas de absorción que generen frío para el sector industrial o residencial-comercial (Qu et al, 2012). La integración con un sistema de calefacción de distrito puede aumentar el uso efectivo de los equipos de captación térmica cuando la producción de calor solar es superior a la demanda térmica de las aplicaciones industriales.

### **3.4. Biomasa**

En España la biomasa es la fuente de energía renovable con mayor aporte al sector residencial (IDAE, 2011a). La biomasa puede utilizarse en calderas individuales o colectivas, pero las últimas sólo pueden aceptar ciertos tipos de combustible como pellets o astillas. La biomasa en general se puede utilizar como fuente auxiliar a la energía solar para alimentar una red de distrito (Vallios et al, 2009). Aprovechando la energía química de la biomasa para complementar la fracción solar puede conseguirse una fracción "renovable" del 100%. Otra ventaja es que la biomasa puede almacenarse desde la época de recolección en abril-mayo hasta su uso en invierno sin pérdidas de calor al ambiente y con unos costes de almacenamiento que pueden ser inferiores a los de los acumuladores térmicos.

### **3.5. Demanda**

El calor solar captado puede utilizarse para alimentar a una red de calefacción de distrito. La temperatura de suministro de la red de distrito puede ser de tan sólo 50 °C si los edificios utilizan sistemas de calefacción con suelo radiante u otras tecnologías de baja temperatura. Para mantener una baja temperatura en la red de distrito se puede instalar una red doble de distribución: una que distribuya ACS a temperatura de



consumo y otra de baja temperatura que cubra las necesidades de calefacción (Lozano et al, 2010).

Otros sistemas suministran calefacción de distrito a una temperatura de 80 °C o superior que puede utilizarse para cubrir tanto la demanda de calefacción como la de ACS. En este caso, el sistema de distrito tiene temperatura suficiente para proporcionar refrigeración a los usuarios con una máquina de absorción en el punto de demanda. También es posible la instalación de redes de distrito de refrigeración paralelas a las de calor que distribuyen frío generado con máquinas de absorción centralizadas. El uso de calor para la producción de frío en verano resulta de gran interés porque aprovecha el exceso de producción de calor solar en verano para atender otra demanda. El suministro de distintos servicios homogeniza la demanda a lo largo del año reduciendo las necesidades de acumulación y mejorando el rendimiento.

Si el proyecto de producción y de edificación se diseña de forma integrada, se pueden construir sistemas en los cuales el sistema de captación, acumulación y las viviendas aprovechen el mínimo espacio contiguo (Sibbitt et al, 2012).

#### **4. Cogeneración en el sector residencial-comercial**

La cogeneración, definida como la producción secuencial de electricidad y calor útil a partir del mismo combustible, aporta ahorros energéticos y beneficios económicos, a la par que reduce el impacto ambiental, por lo que representa una alternativa adecuada para el suministro energético. Esto ha sido comprobado en las últimas décadas en el sector industrial, donde su incorporación en todas las grandes y medianas empresas consumidoras de energía térmica, ha proporcionado una disminución considerable del consumo de energía por unidad de producto (Ramos, 2012).

Una revisión de los datos sobre el estado de la cogeneración en España (IDAE, 2011b) revela que la cogeneración está poco extendida en el sector servicios: 108 instalaciones frente a un total de 693 (< 16%), con una potencia eléctrica instalada de 627 MW frente a un total de 6125 MW ( $\approx$  10%), y con una producción eléctrica anual de 3460 GWh frente a un total de 31515 GWh ( $\approx$  11%) La cogeneración aporta un rendimiento energético elevado en la utilización del combustible consumido, del que se derivan un beneficio económico y un menor impacto ambiental. Además, los sistemas de cogeneración pueden proporcionar los servicios energéticos más demandados en los edificios: electricidad, agua caliente sanitaria y calefacción. Por otro lado, el gas natural es el combustible consumido mayoritariamente; cerca del 82% de la producción eléctrica.

Existen pues, además de los puramente termodinámicos, cuatro buenos argumentos para favorecer la participación de la cogeneración en el suministro de servicios energéticos a los edificios y distritos urbanos en España: disponibilidad de los combustibles empleados (gas natural), demanda de sus productos, baja penetración actual, y hasta la actualidad, un apoyo político en alza.

Respecto al apoyo político, cabe destacar que a fecha de la redacción del presente proyecto, se prevé un cambio en el marco económico-legal que rige las instalaciones

de cogeneración. El Gobierno de España ha presentado una propuesta de normativa que modificará la regulación de la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos, de la actividad de suministro y producción de energía eléctrica con autoconsumo, entre otras actividades. Existe pues, cierta incertidumbre en si el nuevo marco legal seguirá incentivando la energía de origen renovable, o de lo contrario, impondrá barreras a las renovables.

Las instalaciones de calefacción de distrito, ligadas por lo general a centrales térmicas, han tenido mucha presencia en países del Norte, Centro y Este de Europa, y en otros países como Rusia, China y Estados Unidos, donde han demostrado su valía energética, económica y ambiental.

Dentro de las aplicaciones de cogeneración en el sector de edificios, los motores de gas destacan sobre las demás tecnologías, por su alto rendimiento eléctrico a carga nominal (próximo al 50% en los grandes motores) y porque operando a carga parcial sus prestaciones no disminuyen significativamente. Según las estadísticas del IDAE, de las 108 plantas de cogeneración en el sector servicios 99 utilizan motores de combustión interna que suponen más de un 85% de la potencia eléctrica instalada, 538 MW de 627 MW (IDAE, 2011b). El alto potencial de recuperación de calor a temperaturas inferiores a 100°C en los motores de gas facilita su aplicación en el sector residencial-comercial, donde dominan los consumos de energía térmica a baja temperatura (ACS y calefacción).

#### **4.1. Motores de gas**

Los motores de gas representan una tecnología madura y probada, estando presentes en la mayoría de instalaciones de cogeneración para edificios. Comercialmente están disponibles en tamaños desde 1 kW hasta 18 MW.

El motor de gas empleado como equipo motriz de una instalación de cogeneración para edificios, ofrece importantes ventajas: un elevado rendimiento eléctrico a carga nominal hasta 46 – 49% los de tamaño superior a 5 MW, durante la operación a carga parcial el rendimiento eléctrico no desciende drásticamente y mediante una adecuada red de intercambiadores de calor, se puede recuperar gran parte de la energía térmica disponible en los gases de escape y en los circuitos de refrigeración del motor (*intercooler*, camisas de los cilindros y aceite lubricante) para atender demandas de calor de temperatura inferior a 100 °C, que son las habituales en los edificios del sector residencial-comercial.

Dependiendo del tamaño del motor, y respecto al total de la energía aportada por la combustión del gas natural, un 30 – 49% se convierte en electricidad, un 20 – 30% se disipa en el sistema de refrigeración, y el resto se evacua con los gases de escape.

En los MACI, el calor no transformado en trabajo se disipa hacia el ambiente, vía el sistema de refrigeración (de camisas y aceite lubricante) y los gases de escape. La necesidad de refrigerar los distintos componentes de los MACI representa una oportunidad para valorizar el calor que se evacua.

En los motores de gas, el potencial de recuperación de calor está distribuido de forma desigual en cuatro fuentes de calor (ver Figura 13):

- 1) Agua de refrigeración de camisas: propiamente involucra al agua de refrigeración de las camisas y cabezales de los cilindros, pistones y culatas.
- 2) Aceite lubricante: que también refrigera a los componentes por donde circula.
- 3) Aire comprimido de sobrealimentación: al finalizar el proceso de compresión, el aire de sobrealimentación alcanza temperaturas del orden de 150 a 200 °C, siendo conveniente su enfriamiento.
- 4) Gases de escape: esta fuente de calor tiene la mayor calidad térmica, del orden de 370 a 450 °C. El aprovechamiento del potencial de recuperación de calor de los gases de escape de los motores de gas radica en su enfriamiento, usualmente hasta 120 – 100 °C.

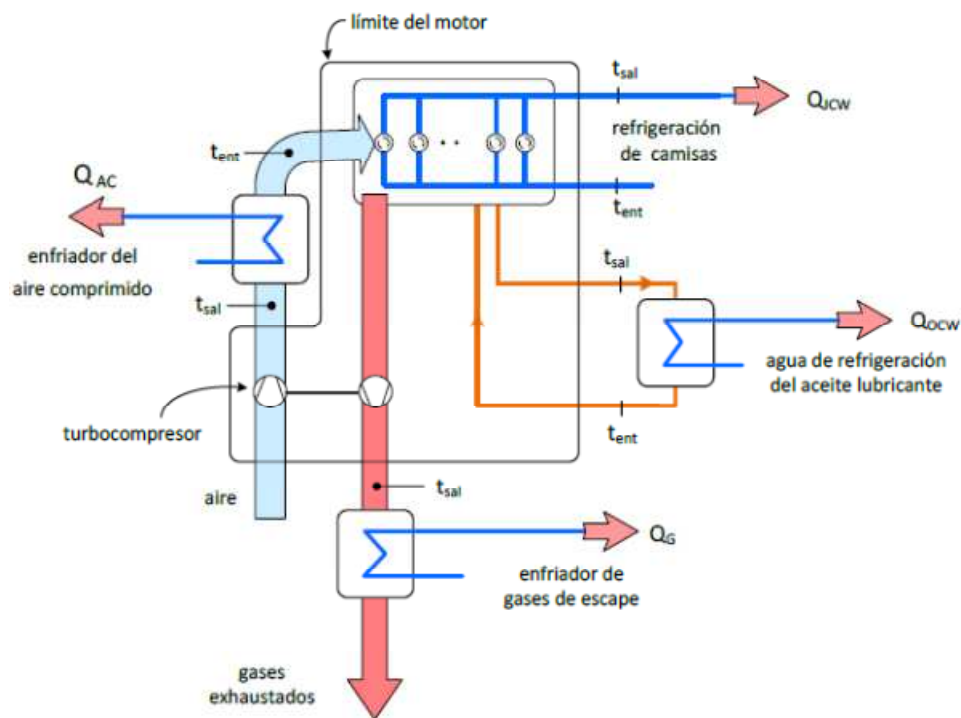


Figura 13 - Fuentes de calor de en los MACI's (Ramos, 2012)

En la Tabla 1 se muestra el rango de temperaturas de las fuentes de calor de los motores de gas:

Fuente de calor	$T_{salida}(^{\circ}\text{C})$	$T_{entrada}(^{\circ}\text{C})$
Agua de refrigeración de camisas	80 – 99	73 – 87
Aceite lubricante	70 – 80	55 – 65
Aire comprimido de sobrealimentación	150 – 200	40 – 50
Gases de escape	370 – 450	-

Tabla 1 - Temperatura de las fuentes de calor de los motores de gas (Ramos, 2012)

El aprovechamiento de la oferta de calor de los motores se realiza habitualmente mediante un sistema energético que incorpora equipos de intercambio de calor para acondicionar la oferta de calor del motor a la temperatura de los servicios energéticos demandados por el usuario, y acumulación térmica para desacoplar en el tiempo la producción (oferta) y el consumo (demanda) de calor.

## 5. Bomba de calor

Una bomba de calor es un equipo que extrae calor de una fuente y lo transfiere a un sumidero con temperatura mayor mediante un ciclo de refrigeración. Las bombas de calor reversibles pueden proporcionar calentamiento o enfriamiento. En ingeniería, sin embargo, el término bomba de calor está generalmente reservado para el equipo que transfiere el calor para su aprovechamiento en el sumidero de alta temperatura, en lugar de las máquinas de refrigeración que extraen el calor sólo para enfriar la fuente de baja temperatura.

Los sistemas de bombas de calor suponen una alternativa económica de recuperación de calor de diferentes fuentes para su uso en diversas aplicaciones industriales, comerciales y residenciales. La Asociación Europea de Bomba de Calor (*European Heat Pump Association, EHPA*) muestra una tendencia positiva en el uso de la tecnología de bomba de calor en Europa (EHPA, 2009). Aunque el mercado de la UE para las bombas de calor ha aumentado considerablemente en los últimos años, todavía queda mucho potencial sin utilizar para la aplicación de sistemas de bomba de calor.

El principio de funcionamiento de una bomba de calor está basado en el ciclo de refrigeración ideal presión - entalpía mostrado en la Figura 14.

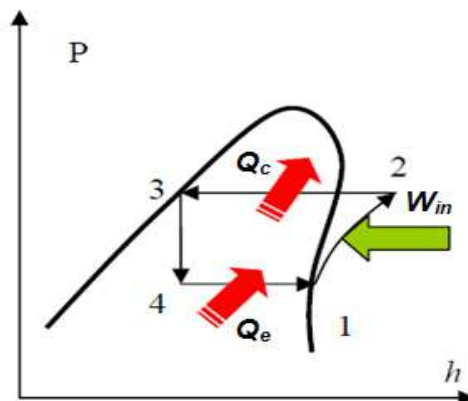


Figura 14 – Ciclo de refrigeración ideal presión-entalpía

Las bombas de calor disponibles comercialmente en el mercado se basan principalmente en dos ciclos termodinámicos diferentes:

### 1. Ciclo de compresión mecánica

Los principales componentes del sistema de bomba de calor son el compresor, la válvula de expansión y dos intercambiadores de calor (para el evaporador y el condensador). El compresor puede ser accionado por un motor eléctrico o por un motor de combustible fósil (gas o diesel). Las bombas de calor con compresor eléctrico son las más comunes en todo el mundo.

### 2. Ciclo de compresión mediante absorción

La compresión del fluido de trabajo se consigue térmicamente en un circuito que consta de un absorbedor, una bomba circuladora, un generador y una válvula de expansión. Los sistemas de absorción utilizan la capacidad de los líquidos y sales para absorber el vapor del fluido de trabajo. La bomba requiere alrededor del 1%

de la energía mecánica necesaria para comprimir el fluido de trabajo en un compresor mecánico. Los fluidos de trabajo más comunes para los sistemas de absorción en aplicaciones residenciales son el bromuro de litio-agua. La energía térmica necesaria para accionar la bomba de calor de absorción se puede obtener a partir de una planta de cogeneración, sistemas solares, calor residual industrial o directamente de la combustión de gas natural.

Las bombas de calor eléctricas convencionales poseen una elevada experiencia de utilización y alta fiabilidad. De hecho, es poco probable que las bombas de calor de absorción reemplacen a los sistemas eléctricos convencionales a gran escala, pero hay aplicaciones en las que pueden ofrecer una alternativa ecológica y económicamente superior. Particularmente, cuando hay una planta de cogeneración, disponibilidad de una fuente de calor residual o cuando el mercado de la energía hace que sea conveniente. Por ejemplo, han tenido más éxito en países donde los precios de la electricidad son altos, como en Japón, China y Corea.

Las fuentes energéticas para evaporar el fluido de trabajo de la bomba se clasifican en:

- A. Agua: el calor se extrae de una fuente de agua en un circuito cerrado o abierto, por lo general la fuente es un mar, un lago, una corriente de agua con calor residual o el fluido que circula por un sistema térmico solar.
- B. Aire: el aire exterior es una fuente de calor universal para bombas de calor y es ampliamente utilizado en los sistemas residenciales y comerciales de baja potencia, debido al bajo calor específico del aire.
- C. Geotérmica: para poder utilizar la tierra como fuente de calor, un medio fluido circula en las tuberías subterráneas donde se calienta y luego se envía al intercambiador de calor del evaporador de la bomba de calor.

El rendimiento técnico y económico de una bomba de calor está estrechamente relacionado con las características de la fuente de calor. Los rangos de temperatura de las fuentes de calor más utilizadas se muestran en la Tabla 2:

Fuente de calor	$T(^{\circ}\text{C})$
<b>Aire</b>	-10 – 15
<b>Agua de lago/río</b>	0 – 10
<b>Agua de mar</b>	3 – 8
<b>Geotérmica</b>	0 – 10
<b>Agua residual</b>	> 10
<b>Captadores solares</b>	> 10

Tabla 2 - Rango de temperatura en función de las fuentes de calor principales  
([www.heatpumps.org.uk](http://www.heatpumps.org.uk))

Para los sistemas de bomba de calor, un factor de gran importancia es la disponibilidad de una fuente de calor económica para el evaporador, preferiblemente a una temperatura relativamente alta. El rendimiento de una bomba de calor depende de muchos factores, tales como la temperatura de la fuente de calor, la temperatura del calor útil entregado, el medio de trabajo utilizado y la configuración del sistema. Entre los mencionados, la temperatura en el evaporador es un factor clave.

### 5.1. Configuración de la bomba de calor en sistemas de calefacción solar

En la integración de bomba de calor en sistemas de calefacción solar de distrito con acumulación estacional, sólo pueden considerarse las bombas de calor con compresión mecánica, dada su fiabilidad y disponibilidad en el mercado; y fuente de calor tipo agua, debido a la alta capacidad requerida por un sistema centralizado.

La combinación de bombas de calor con sistemas de energía solar térmica conduce a un aumento de la complejidad del sistema. Las posibles combinaciones son variadas y algunas de ellas han sido analizadas y simuladas en muchos artículos y publicaciones, como por ejemplo: Dott et al (2012), Fraga et al (2012), Haller y Frank (2011) y Lindenberg et al (2000). Sin embargo, existe el riesgo real de diseñar un sistema combinado que funcione en peores condiciones que en las que lo harían los componentes individuales. Este riesgo se debe a que puede ocurrir que el sistema solar, la acumulación térmica (considerando la estratificación) o la bomba de calor no funcionen tan eficientemente como cuando son independientes.

En la Figura 15 se muestran diferentes soluciones posibles para integrar una bomba de calor en un sistema de calefacción solar de distrito con acumulación estacional:

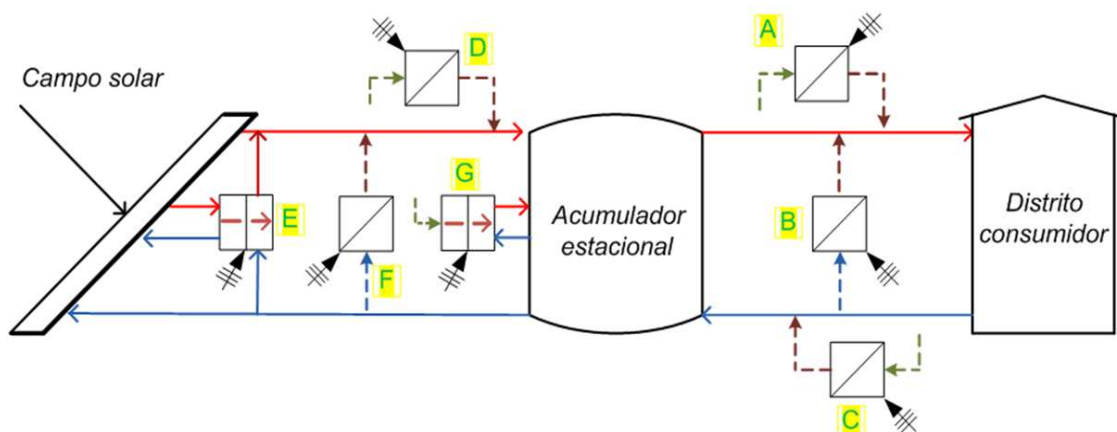


Figura 15 - Configuraciones de integración de bomba de calor en sistema de calefacción solar de distrito con acumulación estacional (Baronio, 2013)

Las diferentes configuraciones del sistema se pueden clasificar como:

- A. En demanda: la bomba de calor, colocada en serie con el acumulador, funciona principalmente como un equipo auxiliar en caso de que la temperatura en la parte superior del tanque sea inferior a la temperatura de suministro de la red de distrito.
- B. En acumulación: la bomba de calor se coloca entre los captadores solares y el acumulador estacional y funciona con el fin de aumentar la acumulación de calor en el tanque.

De acuerdo con otros criterios de clasificación, según Baronio (2013) la integración de la bomba de calor se puede definir como:

- A. Integración total: el flujo de agua que pasa a través del evaporador de la bomba de calor es el mismo que circula en el circuito del acumulador estacional.
- B. Integración parcial: el flujo de agua que pasa a través del evaporador de la bomba de calor proviene de una fuente de calor externa.

En la Tabla 3 se muestran las características de las diferentes configuraciones de integración de la bomba de calor.

Conf.	Integración	Funcionamiento	$T_{fuente}(^{\circ}\text{C})$	$T_{demanda}(^{\circ}\text{C})$	Integración renovable
<b>A</b>	Parcial	Auxiliar	5 – 15	30 – 45	No
<b>B</b>	Total	Auxiliar/paralelo	~35	30 – 45	No/Baja
<b>C</b>	Parcial	Independiente	5 – 15	~30	Baja
<b>D</b>	Parcial	Independiente	5 – 15	30 – 80	Alta
<b>E</b>	Total	Depende del sist.solar	35 – 45	25 – 55	Baja
<b>F</b>	Total	Independiente	30 – 60	30 – 80	Alta
<b>G</b>	Parcial	Independiente	5 – 15	25 – 55	Alta

**Tabla 3 – Características de las distintas configuraciones de integración de bomba de calor (Baronio, 2013)**

## 6. Optimización

### 6.1. Optimización y diseño de sistemas energéticos

El desafío es obtener un diseño cuyo coste total (inversión y operación) a lo largo de su ciclo de vida útil sea menor que el de otras alternativas de suministro. Al evaluar las diferentes alternativas posibles, las decisiones quedan condicionadas a varios factores de diversa naturaleza: técnica, económica, financiera, legal y medioambiental. A estos factores se les denomina factores de diseño.

En el diseño de sistemas energéticos están implicados los siguientes factores de diseño:

- 1) La demanda energética del centro consumidor.
- 2) La disponibilidad y garantía de suministro de los combustibles, para asegurar el funcionamiento de los equipos consumidores durante su vida útil prevista.
- 3) Las tarifas y precios de los combustibles y electricidad, aplicables en la región geográfica donde se emplazará la instalación.
- 4) La disponibilidad comercial de equipos de distintas tecnologías. La elección del tipo de tecnologías también está supeditada a la disponibilidad de los recursos energéticos que consumen.
- 5) El coste de inversión de los equipos, teniendo en cuenta que las economías de escala favorecen la inversión en equipos de mayor tamaño.
- 6) Las características técnicas y parámetros que determinan el rendimiento de los equipos.
- 7) El marco legal que regula el funcionamiento de las instalaciones energéticas. Como ejemplo: en España las instalaciones de cogeneración se acogen a las obligaciones y beneficios del régimen especial de producción de energía eléctrica. También debe considerarse la legislación ambiental sobre límites de emisión aplicables a las instalaciones que consumen combustibles fósiles.

- 8) La estrategia global de operación que está condicionada por las características técnicas de los equipos, los perfiles de la demanda del centro consumidor, los precios del combustible y de la electricidad, así como la posibilidad de intercambiar energía (comprar y/o vender electricidad) con el mercado.

La metodología que conduce al diseño óptimo de un sistema energético es necesariamente compleja, principalmente porque el proceso de diseño es de naturaleza combinatoria, ya que deben evaluarse los aspectos energéticos y económicos de todas las configuraciones factibles de equipos, incluyendo el balance económico de su operación a lo largo del ciclo de vida, y tomando en consideración los diversos factores de diseño antes mencionados.

La Figura 16 explica de un modo simple el flujo de información correspondiente a la resolución de los problemas de diseño y optimización de sistemas energéticos para el sector residencial-comercial.

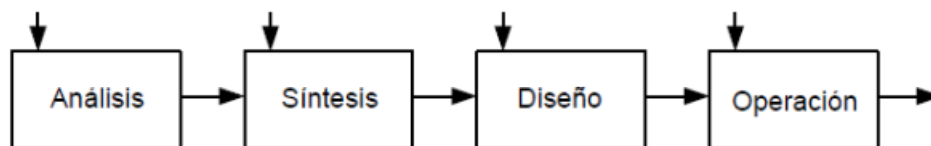


Figura 16 - Diagrama del flujo de información (Ramos, 2012)

La propuesta metodológica de Ramos (2012) plantea que la tarea de análisis, realizada con los datos más relevantes del problema o un tratamiento estadístico apropiado del conjunto de datos, permite extraer una información que oriente la toma de decisiones sobre: si interesa o no una tecnología determinada, la capacidad adecuada de los equipos a instalar, la conveniencia de determinadas estrategias de operación, etc. En problemas sencillos (con demanda regular de servicios energéticos, precios constantes de los intercambios de energía, etc.) puede pasarse del análisis al diseño (selección de equipos a instalar y estrategia de operación a utilizar) directamente. Pero en los grandes edificios, barrios residenciales y distritos urbanos, no debe obviarse el problema de síntesis: seleccionar el tipo de equipos a instalar, buscando el mayor aprovechamiento de los recursos energéticos locales, la mejor integración energética en su operación, la conveniencia de juntar demandas de diferentes consumidores para aplanar la conjunta, etc. La tarea de optimizar la operación real o supuesta debe partir de conocer las características técnicas de la planta diseñada, el criterio de decisión que rige y las restricciones operacionales impuestas por diversas causas. En modo alguno se pretende decir que siempre hay que realizar todas las tareas indicadas o que no puedan englobarse varias de ellas en el mismo problema de decisión, solo se hace hincapié en la conveniencia de respetar la naturaleza del flujo de información.

## 6.2. Optimización de sistemas solares con acumulación estacional

La optimización y el diseño de sistemas solares con acumulación estacional es más complejo que el de las instalaciones de calefacción central y son necesarios cálculos avanzados para obtener un aprovechamiento óptimo de la elevada inversión requerida. A los sistemas de distrito que incorporan sistemas solares térmicos se les suma una dificultad añadida, la que conlleva que la producción de energía térmica sea



de naturaleza aleatoria y variable a lo largo del año y del ciclo diario. La eficiencia de los captadores varía con la radiación exterior, temperatura ambiente y temperatura del acumulador haciendo necesario conocer las condiciones ambientales en cada momento y el estado del acumulador en el instante anterior para calcular el funcionamiento de los captadores.

Distintos métodos se han propuesto para realizar el cálculo del funcionamiento de los captadores de manera sencilla durante periodos determinados mediante datos elaborados o correlaciones empíricas de rendimiento de captadores, como por ejemplo: Método de Lunde (Lunde, 1979), Método de Drew (Drew y Selvage, 1980) y Método de Braun (Braun et al, 1981). Estos métodos permiten calcular el funcionamiento del sistema en periodos mensuales de un sistema solar con acumulación estacional o dimensionar los equipos para obtener un comportamiento deseado en el sistema sin la utilización de simulaciones. En el Anexo A se describe el modelo físico elaborado para el cálculo del sistema de calefacción solar, el cual está basado en el Método Simple planteado por Guadalfajara (2013). El Método Simple permite evaluar y pre-diseñar plantas solares con acumulación estacional con un grado de precisión aceptable. Sin embargo, dicho método no está orientado a la optimización del sistema energético.

### **6.3. Modelado de los sistemas**

El modelado matemático de los sistemas energéticos planteados en el presente proyecto se realiza en base a las siguientes hipótesis:

- 1) La optimización del diseño y operación de un sistema energético se puede plantear como un problema de programación matemática.
- 2) Las prestaciones técnicas y los costes de inversión de los equipos que configuran el sistema pueden representarse con funciones lineales.
- 3) La capacidad a instalar de una tecnología en la estructura del sistema (captadores térmicos, acumulador térmico, motor de cogeneración, bomba de calor) puede representarse mediante variables de decisión.

Introduciendo el modelo matemático en una herramienta de optimización es posible realizar el diseño en óptimo económico del sistema energético determinando:

- 1) El dimensionado de las tecnologías a emplear para configurar el sistema.
- 2) La operación a lo largo del año de los equipos.

### **6.4. Herramienta de optimización**

El software utilizado como herramienta de optimización para resolver los problemas de programación matemática planteados en el presente proyecto es LINGO.

LINGO es una herramienta matemática que resuelve una amplia gama de problemas de optimización, lineales, no lineales y enteros, utilizando un lenguaje sencillo que permite escribir de manera cómoda el modelo.

Con LINGO se pueden resolver tres tipos de modelos:

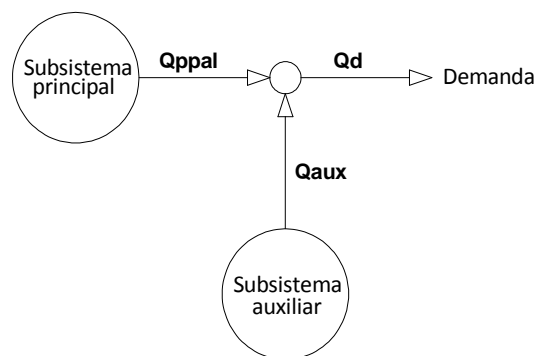
- 1) Modelos directos: en estos modelos todos los valores de las variables pueden ser determinados directamente, sin recurrir al *solver*. Con estos modelos LINGO funciona como una hoja de cálculo.
- 2) Modelos simultáneos: están formados por ecuaciones que no se pueden resolver por sustitución directa. LINGO utilizará el *solver* apropiado para encontrar un conjunto de valores que satisfagan simultáneamente todas las ecuaciones.
- 3) Modelos de optimización: están formados por una función objetivo a optimizar y restricciones; tanto la función objetivo como las restricciones están dadas por medio de expresiones que contienen las variables de decisión del problema. Cuando se ejecuta un modelo de optimización, LINGO devuelve tanto un valor de cada variable de decisión como el correspondiente valor de la función objetivo (máximo o mínimo).

Dado que los modelos planteados en el presente proyecto corresponden a problemas de programación no lineal (PNL), se ha empleado el *global solver*, que hace que LINGO busque óptimos globales en lugar de óptimos locales, siendo útil en problemas no lineales.

## 7. Modelos de optimización

### 7.1. Sistema energético de calefacción propuesto

El sistema de calefacción propuesto atiende la demanda mediante su subsistema principal, el cual está compuesto por una o varias tecnologías de producción de energía térmica y un acumulador estacional. El subsistema auxiliar de producción de calor entra en funcionamiento cuando el subsistema principal no es capaz de atender la totalidad de la demanda (ver Figura 17).



**Figura 17 – Estructura básica del sistema de calefacción propuesto**

Las tecnologías de producción de energía térmica consideradas en el subsistema principal son las siguientes:

- A. Captadores solares térmicos planos
- B. Motor de cogeneración
- C. Bomba de calor

El subsistema auxiliar está compuesto por una caldera convencional de gas natural.

Se han elaborado modelos de optimización dedicados a los sistemas correspondientes a cada una de las tecnologías principales por separado (Modelos A, B y C) y un modelo dedicado a un sistema que integre conjuntamente varias de las tecnologías consideradas (Modelo D).

## 7.2. Descripción de los modelos

La estructura de los modelos se divide en submodelo físico y submodelo económico. La parte fundamental la constituye el submodelo físico, el cual describe de un modo aproximado la operación física del sistema realizando un cálculo mensual de la producción térmica del sistema y de la capacidad armonizadora entre demanda y producción del acumulador estacional.

El submodelo físico se compone de tres módulos de cálculo que se transfieren información (ver Figura 18). El primer módulo es opcional y transforma información simplificada en la información mensual u horaria de un día tipo necesaria (radiación sobre superficie inclinada horaria, temperatura ambiente horaria, demanda mensual). El segundo módulo calcula la producción térmica mensual del equipo correspondiente. El tercer módulo realiza un balance energético mensual entre producción, demanda y pérdidas determinando la acumulación del tanque, la energía auxiliar necesaria, la temperatura final del tanque y el despilfarro de energía en el mes de cálculo. La temperatura final del tanque se utiliza como entrada del módulo segundo para calcular el mes siguiente. El cuarto módulo comprende el submodelo económico, calcula los costes del sistema energético: costes de inversión y amortización, costes de materias primas (gas natural y electricidad), y los costes unitarios de la energía producida.

El problema de optimización se plantea generalmente utilizando el coste unitario del calor total como función objetivo a minimizar, sujeta a las restricciones que se impongan. Las variables libres de diseño que se escojan, conformarán los resultados que aporte el modelo asegurando un diseño del sistema con mínimo coste.

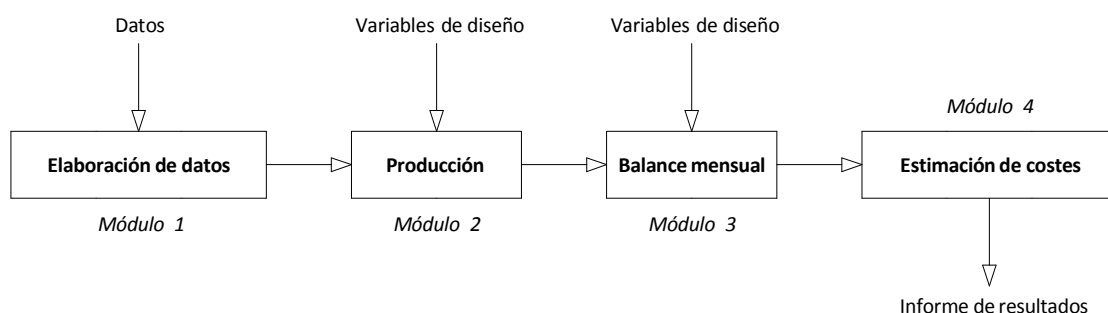


Figura 18 - Estructura del modelo de optimización

### 7.3. Submodelo físico

#### 7.3.1. Datos

Para facilitar la evaluación en distintas ciudades, el modelo utiliza datos climáticos y de demanda sencillos, pero representativos de la zona climática y de las necesidades de la demanda.

Los datos empleados (ver Apartado 1.1 del Anexo A) pueden clasificarse en:

- 1) Datos de localización
- 2) Datos climáticos
- 3) Datos de demanda

#### 7.3.2. Elaboración de datos

La elaboración de datos consiste en realizar un procesamiento de los datos iniciales para obtener:

- 1) Temperatura ambiente horaria a lo largo de un día representativo (ver Apartado 1.2 del Anexo A)
- 2) Radiación solar horaria sobre superficie inclinada a lo largo de un día representativo (ver Apartado 1.4 del Anexo A)
- 3) Demanda mensual del sistema (ver Apartado 1.3 del Anexo A)

#### 7.3.3. Producción

Cada uno de los equipos considerados posee un régimen de producción propio:

1) Captadores solares

La producción del campo de captadores se calcula simulando su operación hora a hora a lo largo de un día tipo representativo del mes, con los valores de radiación horaria, temperatura horaria y temperatura del acumulador al comienzo del mes (ver Apartado 1.5 del Anexo A). Sus características técnicas se muestran en la Tabla 4.

<b>Marca y modelo</b>	<b>ARCON HT-SA 28/10</b>
<b>Rendimiento óptico</b>	$k_0 = 0,816$
<b>Coefficientes de pérdidas</b>	$k_1 = 2,235 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $k_2 = 0,0135 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^2)$
<b>Flujo másico</b>	$m_s = 20 \text{ (kg/h)}/\text{m}^2$

Tabla 4 - Características de los captadores solares ([www.arcon.dk](http://www.arcon.dk))

2) Motor de cogeneración

La energía térmica del motor recuperada mediante intercambiadores de calor se calcula mensualmente a partir de sus características nominales y el régimen de operación propio al cumplimiento de los requisitos establecidos en la legislación vigente para la venta de la electricidad producida en el mercado eléctrico (ver Apartado 1.4 del Anexo B). Sus características técnicas se muestran en la Tabla 5.

<b>Marca y modelo</b>	<b>MWM TCG 2016 V16 C</b>
<b>Rendimiento eléctrico</b>	$\eta_w = 0,423$
<b>Relación calor-electricidad</b>	$RQW = 1,069$
<b>Consumo propio de electricidad</b>	3%

Tabla 5 - Características del motor de cogeneración

### 3) Bomba de calor

Dado que las condiciones de operación de la bomba de calor son variables con la temperatura, se emplean unas ecuaciones de ajuste que permiten calcular las prestaciones de la bomba de calor para cada mes concreto. A partir de ellas, se calcula producción térmica mensual de la bomba de calor (ver Apartado 1.4 del Anexo C). Sus características técnicas se muestran en la Tabla 6.

<b>Marca y modelo</b>	<b>ROSSATO ACTEA MAXI 227</b>
<b>Potencia térmica</b>	$Q_{bc,nom} = 0,28 \text{ MW}$
<b>Consumo eléctrico</b>	$W_{bc,nom} = 0,0505 \text{ MW}$
<b>Coeficiente de operación</b>	$COP_{bc,nom} = 5,54$
<b>Temperatura salida condensador</b>	$T_{sc,nom} = 35 \text{ °C}$
<b>Temperatura máx. salida condensador</b>	$T_{sc,máx} = 60 \text{ °C}$
<b>Temperatura salida evaporador</b>	$T_{se,nom} = 5 \text{ °C}$

Tabla 6 - Características de la bomba de calor

#### 7.3.4. Balance mensual

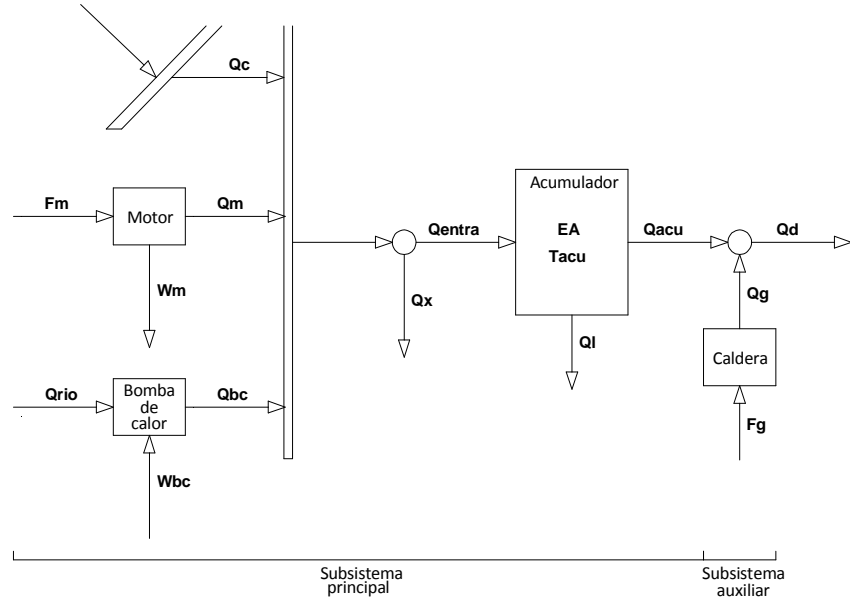
El acumulador estacional de energía térmica utilizado corresponde al tipo tanque de agua (*Water Tank Thermal Energy Storage*).

El balance energético mensual entre producción, demanda y pérdidas determina la acumulación del tanque, la energía auxiliar necesaria, la temperatura final del tanque y el despilfarro de energía en el mes de cálculo.

El balance energético mensual se realiza en base a las siguientes hipótesis:

- La temperatura del tanque al finalizar el mes sirve como temperatura inicial del tanque del mes siguiente.
- Se supone que el acumulador estacional es un tanque de mezcla completa; es decir, mantiene una temperatura uniforme sin estratificación.
- La temperatura del tanque, al principio de un mes, se considera constante a lo largo del mismo, a efecto del cálculo de: pérdidas de calor del acumulador, eficiencia del campo de captadores y prestaciones de la bomba de calor.
- El acumulador tiene unos límites de funcionamiento marcados por las temperaturas mínima y máxima que puede alcanzar.

En la Figura 19 se muestra el diagrama del sistema energético propuesto junto con los flujos energéticos involucrados:



**Figura 19 - Diagrama del sistema energético de calefacción propuesto**

El balance de energía mensual del sistema es:

$$EA[m - 1] + Q_{entra}[m] = EA[m] + Q_i[m] + Q_{acu}[m]$$

La energía mensual que proviene de la caldera es:

$$Q_g[m] = Q_d[m] - Q_{acu}[m]$$

Por tanto, la fracción mensual que proviene del subsistema principal es:

$$FACU[m] = \frac{Q_{acu}[m]}{Q_d[m]}$$

Cuando la temperatura media del tanque alcanza su valor máximo permitido,  $T_{max} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , parte de la energía producida por los equipos es rechazada. El rechazo de energía es:

$$Q_x[m] = (Q_c[m] + Q_m[m] + Q_{bc}[m]) - Q_{entra}[m]$$

#### 7.4. Submodelo económico

El submodelo económico calcula los costes del sistema (ver Apartado 1.7 del Anexo A)

- Coste de compra del equipo  $i$ :

$$CTE_i = X_i \cdot Capacidad_i^{y_i}$$

- Coste de inversión del equipo  $i$ :

$$INV_i = (1 + f_{aux_i}) \cdot (1 + f_{ind_i}) \cdot CTE_i$$

Equipo $i$	$X_i$	Capacidad $_i$	$y_i$	$f_{aux_i}$	$f_{ind_i}$
Captadores solares	740	$A (m^2)$	0,860	25%	12%
Motor de cogeneración	$10^6$	$W (MW)$	0,895	-	12%
Bomba de calor	96457	$Q (MW)$	0,515	-	12%
Acumulador	4660	$V (m^3)$	0,615	25%	12%
Caldera auxiliar	230	$P (kW)$	0,690	-	12%

Tabla 7 – Parámetros de coste de compra y factores de sobrecoste de los equipos

- Factor de amortización del equipo  $i$  (tasa de interés:  $i_a = 3\%$ ):

$$FA_i = i_a \cdot \frac{(1 + i_a)^{NA_i}}{(1 + i_a)^{NA_i} - 1}$$

Equipo $i$	$NA_i$
Captadores solares	25 años
Motor de cogeneración	25 años
Bomba de calor	25 años
Acumulador	50 años
Caldera auxiliar	25 años

Tabla 8 - Vida útil de los equipos

- Coste anual de amortización y mantenimiento del equipo  $i$  (factor de operación y mantenimiento  $f_{ope} = 1,5\%$ ):

$$Z_i = (1 + f_{ind_i}) \cdot (1 + f_{aux_i}) \cdot CTE_i \cdot (f_{ope} + FA_i)$$

- Coste anual asociado al consumo de recursos energéticos  $j$  (gas natural y electricidad):

$$C_j = \text{Consumo anual}_j \cdot P_j$$

- Precio de compra de los recursos energéticos  $j$  (gas natural y electricidad):

$$P_j = X_j \cdot P_{ref_j} \cdot \text{Consumo anual}_j^{Y_j}$$

- Beneficio anual asociado a la venta de energía eléctrica mediante tarifa regulada (ver Apartado 1.6 del Anexo B):

$$V_{venta_{elec}} = \text{Producción anual}_{elec} \cdot P_{venta}$$

- Coste total del sistema:

$$C_{tot} = \sum Z_i + \sum C_j - V_{el}$$

- Coste subsistema principal de producción de energía térmica:

$$C_{ppal} = Z_{ppal} + \sum \text{Cons. anual}_{ppal_j} \cdot P_j + \frac{\text{Prod. anual}_{ppal}}{\text{Prod. anual}_{total}} \cdot (Z_{aux} + C_{elec, fijo}) - V_{elec}$$

- Coste subsistema auxiliar de producción de energía térmica (caldera auxiliar):

$$C_{aux} = \text{Cons. anual}_{aux_{gn}} \cdot P_{gn} + \frac{\text{Prod. anual}_{aux}}{\text{Prod. anual}_{total}} \cdot (Z_{aux} + C_{elec, fijo})$$

- Coste unitario de producción de energía térmica mediante el sistema  $k$  (total, principal y auxiliar):

$$cq_k = \frac{C_k}{\text{Producción anual}_k}$$

### 7.5. Problema de optimización

El problema de optimización está formado por una función objetivo (ej: mínimo coste unitario), unas restricciones (ej: fracción solar mayor al 50%) y unas variables libres de diseño (ej: volumen del acumulador):

*Mín Función Objetivo*

*Sujeto a: Restricciones y variables libres de diseño*

La herramienta de optimización se encarga de resolver el problema de optimización planteado aportando como solución las variables libres de diseño fijadas. Por último, la herramienta elabora un informe con los resultados globales del sistema energético óptimo.

## 8. Análisis de resultados

### 8.1. Caso base

El sistema energético de calefacción propuesto se ha aplicado a modo de ejemplo a un caso base formado por un distrito urbano de 1000 viviendas de nueva construcción ubicado en Zaragoza.

Los datos referentes al caso base planteado que utiliza el modelo de optimización planteado se resumen en las Tablas A.1, A.2 y A.3.

### 8.2. Modelo A: Sistema solar con acumulación estacional

Las variables de diseño del sistema solar con acumulación estacional son los dos ratios siguientes:

$$RAD = \frac{\text{Área de captación [m}^2\text{]}}{\text{Demanda anual de calor [MWh/año]}}$$

$$RVA = \frac{\text{Volumen de acumulación [m}^3\text{]}}{\text{Área de captación [m}^2\text{]}}$$

Para el caso base se han fijado los siguientes ratios de diseño  $RAD = 0,6 \text{ m}^2/(\text{MWh/año})$  y  $RVA = 6 \text{ m}^3/\text{m}^2$ , por lo que la superficie de captación a instalar es de  $3210 \text{ m}^2$  y el volumen del acumulador estacional,  $19260 \text{ m}^3$ . La potencia térmica de la caldera auxiliar obtenida a partir de la demanda base es  $2000 \text{ kW}$ .

Los resultados globales de la operación anual del sistema se muestran en la Tabla A.17.



Se alcanza una fracción solar anual del 55%, el campo de captadores opera con un rendimiento igual al 57%, el acumulador estacional con un rendimiento del 95% y el rendimiento global del sistema solar es del 54%.

La temperatura máxima en el acumulador de 80,8 °C se produce a final del mes de septiembre y resulta menor que el valor límite superior de 90 °C correspondiente a la carga máxima del acumulador. El porcentaje de aprovechamiento del acumulador es igual a 85%.

Los resultados económicos del sistema se muestran en las Tablas A.18 y A.19.

El coste unitario del calor total producido es igual a 71,37 €/MWh. Cabe destacar que el coste unitario del calor solar es aproximadamente un 40% superior al coste unitario del calor auxiliar.

## 8.2.1. Análisis físico

### Volumen crítico de acumulación

En el caso base el acumulador no alcanza la temperatura límite (90 °C) que corresponde a su carga completa. Un criterio de diseño razonable se basa en instalar cierto volumen de acumulación que asegure no desperdiciar calor captado por los colectores ( $Q_x = 0$ ) y que se emplee al máximo la capacidad de acumulación instalada ( $AP_{acu} = 100\%$ ), lo que implica que justo cuando termina el periodo de carga y comienza el de descarga se alcanza la temperatura límite. Este criterio de diseño es el denominado *volumen crítico de acumulación*, para el caso base tiene un valor de  $RVA_c = 4,7 \text{ m}^3/\text{m}^2$  (ver Figura 20).

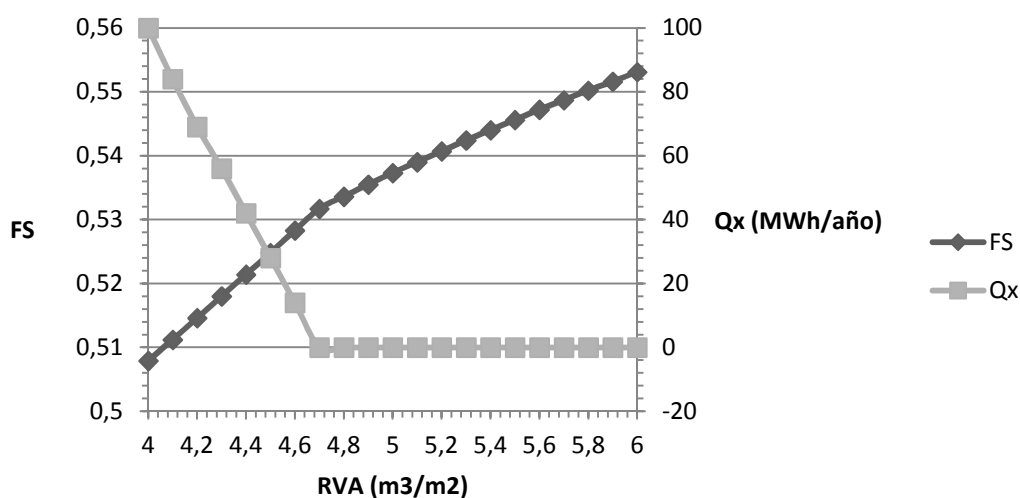


Figura 20 - Efecto de la variación del volumen de acumulación para el caso base

### Fracción solar

Utilizar como condición de diseño el volumen crítico de acumulación conlleva que haya una sola variable de diseño: el área de captadores. Según la Figura 21, al aumentar el área de captación aumenta de forma casi lineal la producción solar a lo largo del año y por tanto la fracción solar obtenida. Así, utilizando el volumen crítico de acumulación,

si se quiere aumentar la fracción solar, la superficie de captadores aumentará linealmente. Las necesidades de acumulación crítica aumentan con la fracción solar rápidamente para fracciones solares bajas y más suavemente para fracciones solares altas.

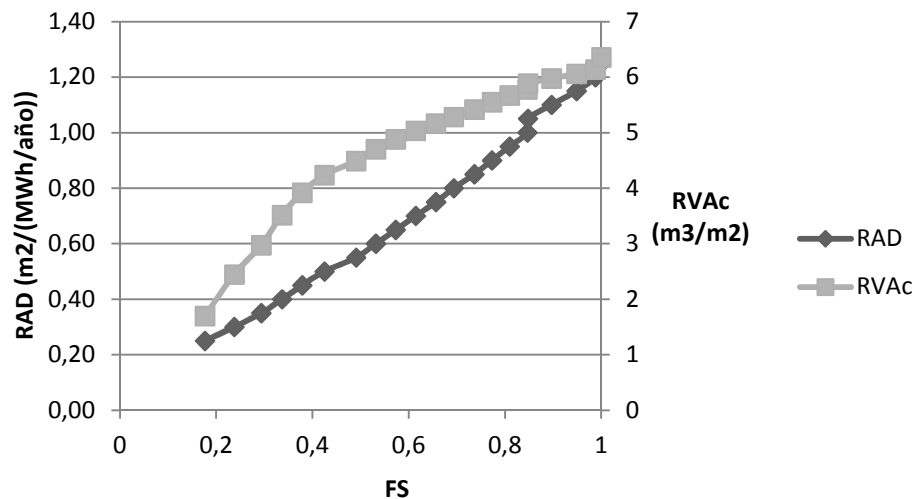


Figura 21 - RAD y RVA<sub>c</sub> en función de la fracción solar para el caso base

#### Trade-off Área de captadores – Volumen de acumulación

Una opción de diseño para obtener la fracción solar deseada es dimensionar el área de captadores y el volumen de acumulación crítica. Sin embargo, una determinada fracción solar puede obtenerse mediante múltiples combinaciones de dichas variables. Siguiendo la línea correspondiente a una fracción solar dada puede intercambiarse área de captadores por volumen de acumulación obteniendo la misma producción.

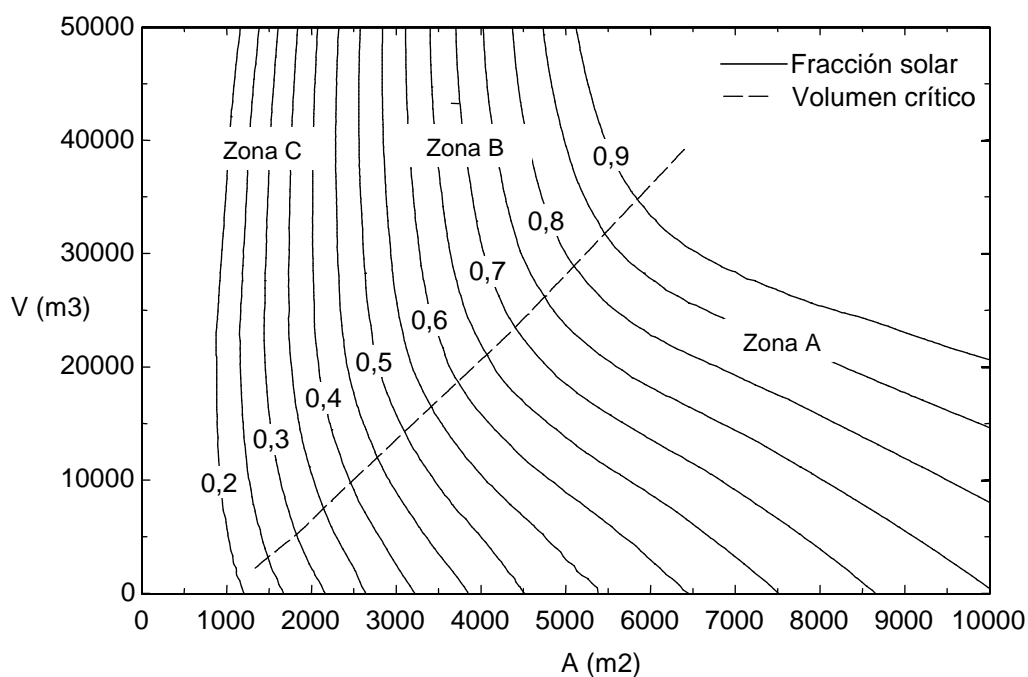


Figura 22 – Fracción solar y volumen crítico en función de V y A para el caso base

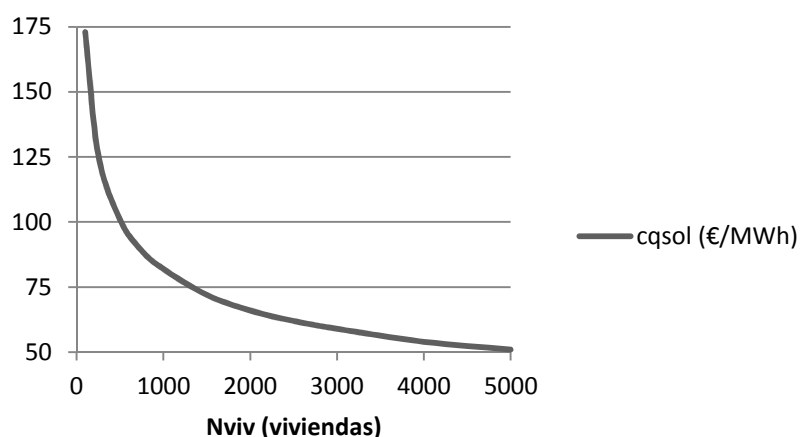
En las zonas A y B un aumento en el volumen del acumulador o en el área de captadores aumenta la fracción solar obtenida. Al aumentar el volumen de acumulación y pasar de la zona B a la zona C se mantiene o incluso reduce la fracción solar; por tanto cualquier diseño con un volumen de acumulación menor obtendrá un mejor resultado con un mejor coste. La elección del valor más adecuado de estas dos variables dependerá de los límites del proyecto y del criterio de diseño elegido.

### 8.2.2. Análisis económico

#### Economías de escala

El caso base atiende la demanda de 1000 viviendas en Zaragoza. En la Figura 23 se muestran los resultados obtenidos al modificar el número de viviendas; es decir, la magnitud de la demanda, manteniendo constantes los ratios de diseño:  $RAD = 0,6 \text{ m}^2/(MWh/año)$  y  $RVA = 6 \text{ m}^3/\text{m}^2$ .

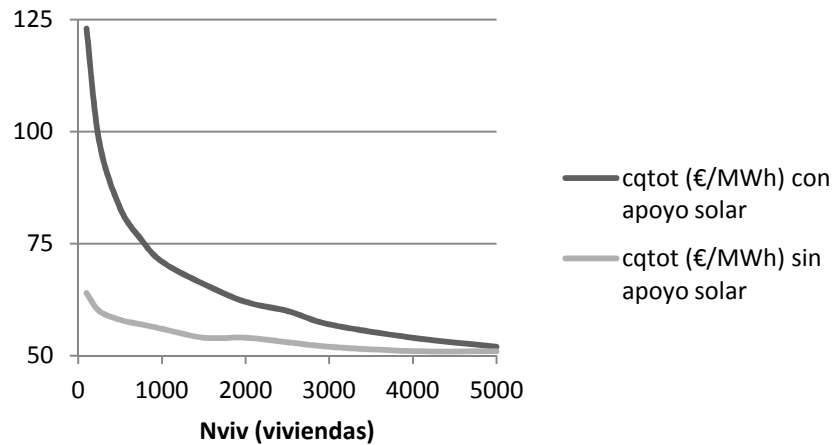
Lo más significativo es la disminución radical del coste unitario del calor solar que se va produciendo al aumentar el número de viviendas. Una pequeña parte de dicha reducción se debe a que al aumentar el volumen del acumulador disminuyen las pérdidas relativas de calor pero el efecto dominante son las economías de escala en el coste de inversión de los equipos; principalmente, en el acumulador estacional.



**Figura 23 - Costes unitarios del calor solar en función de Nviv para el caso base**

Para valorar el interés económico de los sistemas solares centralizados con acumulación estacional se ha calculado el coste unitario del calor producido en sistemas centralizados que empleen únicamente caldera de gas natural. Como se muestra en la Figura 24, el apoyo solar con acumulación estacional resulta competitivo económicamente sólo cuando el número de viviendas es muy elevado.

Para el caso base (1000 viviendas), el coste unitario del calor empleando únicamente la caldera de gas natural es aproximadamente  $c_{gaux} = 56 \text{ €/MWh}$ . Sin embargo, dado que el modelo tiene en consideración las economías de escala del mercado del gas natural, según sea la demanda del sistema, el coste unitario del calor auxiliar varía entre  $64 \text{ €/MWh}$  para  $N_{viv} = 100$  y  $51 \text{ €/MWh}$  para  $N_{viv} = 5000$ . En cuanto a los sistemas de calefacción solar con acumulación estacional, cabe destacar la gran repercusión que tienen las economías de escala, originando un descenso superior al 50% en el coste del calor total producido al pasar de 100 a 5000 viviendas.

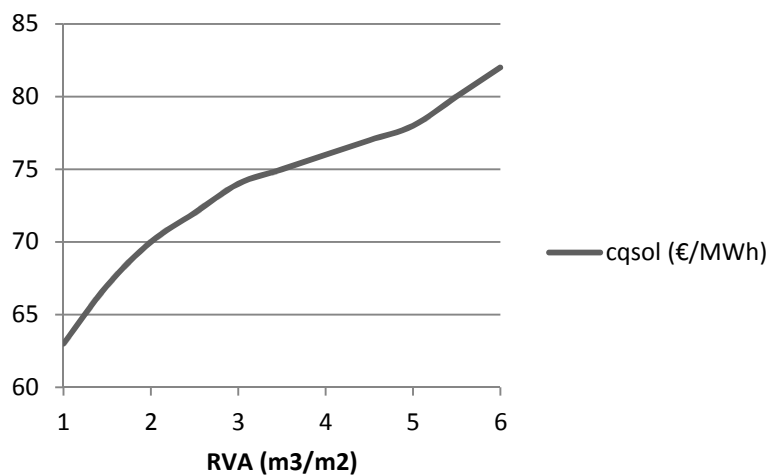


**Figura 24 - Costes unitarios del calor total en función de Nviv con/sin apoyo solar para el caso base**

#### Efecto económico del volumen de acumulación

Partiendo del caso base se mantiene el ratio  $RAD = 0,6 \text{ m}^2/(\text{MWh/año})$  y se toman valores para el ratio  $RVA$  entre 1 y  $6 \text{ m}^3/\text{m}^2$  para mostrar la variación del coste unitario del calor solar con el volumen de acumulación. En la Figura 25 se muestran los resultados obtenidos. En contra de lo que pudiera parecer, los efectos positivos de aumentar el volumen de acumulación (mayor producción solar, fracción solar y rendimiento global) no compensan el coste de la inversión requerida y el coste unitario del calor solar se ve incrementado. Esto es así incluso cuando el volumen instalado es insuficiente para acumular todo el calor producido por el campo solar y debe despilfarrarse. Además, cuando se supera el volumen crítico de acumulación ( $RVA_c = 4,7 \text{ m}^3/\text{m}^2$ ), el aumento del coste se ve más acentuado.

Por tanto, con los costes de inversión actuales de los acumuladores térmicos en tanque de agua (*Water Tank Thermal Energy Storage*, TTES) el volumen crítico de acumulación no es la opción de diseño más económica en este caso.



**Figura 25 - Coste unitario del calor solar en función del volumen de acumulación para el caso base**

### Efecto económico del área de colectores

Para determinar cómo varía el coste del calor solar al aumentar el área del campo de captadores de modo que aumente la fracción solar, se supone como condición de diseño que se instala un acumulador de volumen crítico. En la Figura 26 se muestran los resultados obtenidos para el caso base. Cabe destacar que el coste unitario del calor solar se incrementa al aumentar la fracción solar manteniéndose prácticamente constante a fracciones solares elevadas. Lo cual significa que los costes asociados a la mayor pérdida de calor se ven compensados por las economías de escala que supone aumentar el tamaño de los equipos instalados.

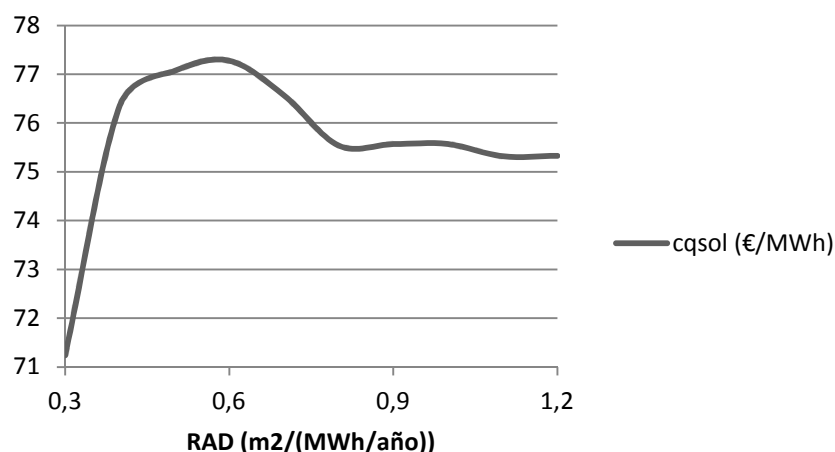


Figura 26 - Coste unitario del calor solar en función del área de captación para el caso base

### Mínimo coste unitario y efecto de reducción del coste del acumulador

Todos los resultados anteriores se refieren a acumulación térmica en tanque de agua (*Water Tank Thermal Energy Storage*) que es más cara por unidad de volumen pero de aplicación universal. La comparación de los costes de inversión para distintos tipos de acumuladores estacionales indica que pueden reducirse hasta una cuarta parte al cambiar la acumulación en tanque de agua por otras tecnologías (Guadalfajara et al, 2013). Por otro lado, dado que los acumuladores estacionales existentes son instalaciones experimentales, cabe esperar que se produzca una importante reducción de costes con el desarrollo y perfeccionamiento de los procesos de construcción. El cambio de tipo de acumulador y/o la experiencia adquirida se introduce en las ecuaciones del modelo económico mediante el parámetro  $\alpha$  que hasta ahora se ha supuesto igual a cero. El valor  $\alpha = 0$  corresponde con la experiencia acumulada en los proyectos de demostración europeos de las dos últimas décadas utilizando un acumulador tipo tanque de agua.

Para analizar este efecto de cambio de tipo de acumulador o aumento de experiencia se ha aumentado el parámetro  $\alpha$ , desde  $\alpha = 0$  hasta  $\alpha = 0,75$ , obteniendo para cada caso la combinación óptima de los ratios ( $RAD$  y  $RVA$ ) que asegure un diseño con mínimo coste unitario del calor total para distintas fracciones solares.

Cuando  $\alpha = 0$ , es decir, con los costes de inversión actuales de los acumuladores térmicos en tanque de agua, el diseño óptimo económico se alcanza con la fracción solar mínima considerada ( $FS = 40\%$ ), con acumulación mínima ( $RVA = 1 \text{ m}^3/\text{m}^2$ ) y el

consiguiente derroche de calor ( $Q_x/Q_c > 0$ ). Por tanto, cabe destacar que si el coste de acumulación del calor solar es mayor que el coste de sobreproducción, se alcanza un coste mínimo sin utilizar acumulación estacional ( $RVA < 1 \text{ m}^3/\text{m}^2$ ). Sin embargo, dadas las limitaciones del modelo de optimización para representar fielmente la operación de sistemas con baja acumulación, no se han calculado casos con volumen de acumulación  $RVA < 1 \text{ m}^3/\text{m}^2$ .

En el caso que se imponga una fracción solar elevada al sistema, el criterio de diseño óptimo económico pasa a ser de acumulación estacional.

Si los costes de los acumuladores estacionales se reducen, se justifica económicamente el uso del acumulador frente a la sobreproducción a fracciones solares menores (ver Tabla 9). De hecho, para cada valor de  $\alpha$  existe una fracción solar crítica por encima de la cual el diseño de mínimo coste es el de acumulación estacional y por debajo de la cual el diseño de mínimo coste es de acumulación mínima.

	<i>FS</i> = 40%	<i>FS</i> = 60%	<i>FS</i> = 80%	<i>FS</i> = 90%	<i>FS</i> = 95%
$\alpha = 0$	Mínima		Estacional		
$\alpha = 0,25$	Mínima		Estacional		
$\alpha = 0,50$	Mínima	Estacional			
$\alpha = 0,75$	Estacional				

Tabla 9 - Tipo de acumulación en el diseño de coste mínimo según  $\alpha$  y *FS*

Como se observa en la Figura 27, se produce una discontinuidad en el diseño de mínimo coste y lo más adecuado es utilizar acumulación estacional con volumen crítico o acumulación mínima, exceptuando un caso en el que se emplea acumulación estacional sin alcanzar el volumen crítico.

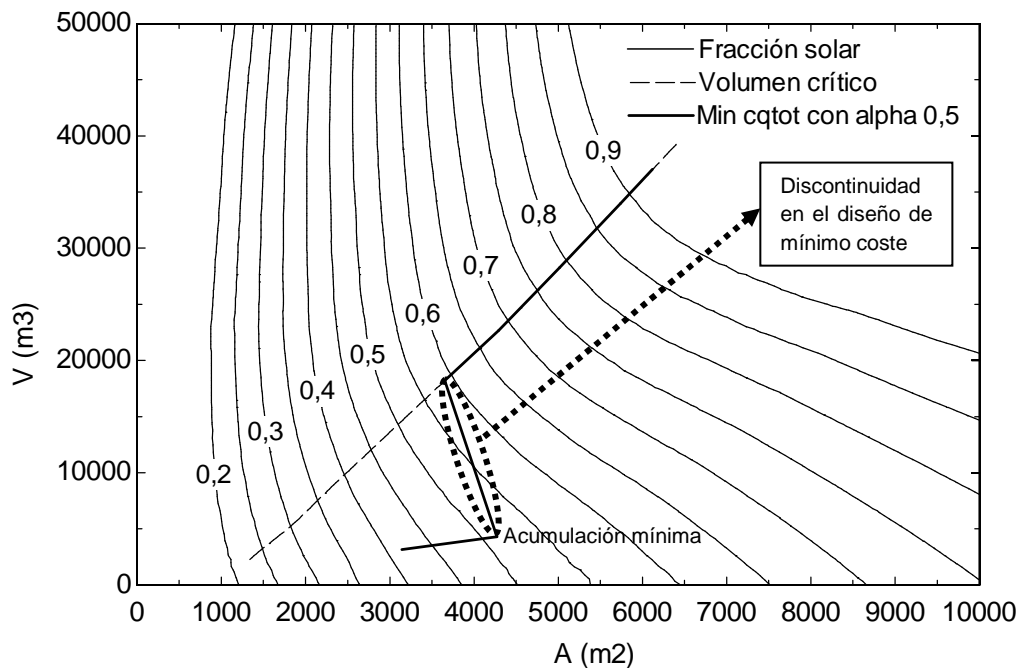


Figura 27 – Mínimo coste unitario del calor total en función de  $V$  y  $A$  con  $\alpha=0,5$  para el caso base

Conforme se reducen los costes de acumulación resulta más adecuado acumular la sobreproducción de verano que rechazar calor e incluso puede convenir sobredimensionar el acumulador de modo que el volumen del acumulador supere al volumen crítico de acumulación disminuyendo así la temperatura en el acumulador y por ende, las pérdidas térmicas en el mismo.

Los resultados muestran tres hechos muy significativos cuando los costes de inversión en el acumulador se reducen a la mitad o menos de la mitad (ver Tabla A.24):

- 1) El coste unitario del calor solar es menor que el del calor auxiliar.
- 2) El coste no cambia apreciablemente con la fracción solar; es decir, resulta interesante económicamente el diseño de sistemas que cubran prácticamente la totalidad de la demanda.
- 3) El volumen crítico de acumulación supone el criterio de diseño con mínimo coste para fracciones solares del 50% o superiores.

### 8.3. Modelo B: Sistema de cogeneración con acumulación estacional

Las variables de diseño del sistema de cogeneración con acumulación estacional son:

- Potencia eléctrica nominal del motor de cogeneración  $[MW]$
- Régimen de operación  $[h/mes]$
- Ratio de acumulación:  $RVQ [m^3/(MWh/año)]$

$$RVQ = \frac{\text{Volumen de acumulación } [m^3]}{\text{Producción térmica anual del motor } [MWh/año]}$$

Para el caso base se han fijado las siguientes variables de diseño  $W_{mot} = 0,7 MW$ ,  $H_m[m] = H_p[m]$  y  $RVQ = 3,6 m^3/(MWh/año)$ , por lo que el volumen del acumulador estacional es  $10000 m^3$ . La potencia térmica de la caldera auxiliar obtenida a partir de la demanda base es  $2000 kW$ .

Los resultados globales de la operación del sistema se muestran en la Tabla B.10.

Se alcanza una fracción de cogeneración anual del 50%, el acumulador estacional opera con un rendimiento igual al 97% y el rendimiento global del sistema de cogeneración con acumulación estacional es del 85%.

El rendimiento eléctrico equivalente anual del sistema es del 79,9%, el cual es superior al mínimo legal impuesto (ver Apartado 1.5 del Anexo B).

La temperatura máxima en el acumulador de  $72,8^\circ C$  se produce a final del mes de septiembre y resulta menor que el valor límite superior de  $90^\circ C$  correspondiente a la carga máxima del acumulador. El porcentaje de aprovechamiento del acumulador es igual a 71%.

Los resultados económicos del sistema se muestran en las Tablas B.11 y B.12.

Cabe destacar que se obtiene un coste negativo de la energía producida mediante cogeneración con acumulación estacional, es decir, la producción de energía térmica

cogenerada conlleva un beneficio económico derivado de la venta de electricidad bajo las condiciones que establece el Régimen Especial (RD 661/2007).

El beneficio unitario del calor de cogeneración resulta 16,51 €/MWh. Sin embargo, puesto que la fracción de cogeneración es de aproximadamente el 50%, el coste unitario resultante del calor total es de 19,12 €/MWh.

### 8.3.1. Análisis físico

#### Volumen crítico de acumulación

Como criterio de diseño se ha impuesto no permitir que se derroche energía térmica, es decir,  $Q_x = 0$ . De hecho, atendiendo a los resultados obtenidos para el caso base, el acumulador resulta sobredimensionado, es decir, el acumulador no alcanza la temperatura límite (90 °C) que corresponde a su carga completa de energía. Instalando el volumen crítico de acumulación se asegura no desperdiciar calor cogenerado ( $Q_x = 0$ ) empleando al máximo la capacidad de acumulación instalada ( $AP_{acu} = 100\%$ ). El volumen crítico de acumulación, para el caso base tiene un valor de  $2,6 \text{ m}^3/(\text{MWh/año})$  (ver Figura 28).

A diferencia del sistema solar, cabe destacar que sobredimensionar el acumulador ( $RVQ > RVQ_c$ ) no mejora la cobertura de la demanda; sin embargo, cuando aún no se ha alcanzado el volumen crítico, un aumento en el volumen de acumulación también supone aumentar la fracción de cogeneración del sistema.

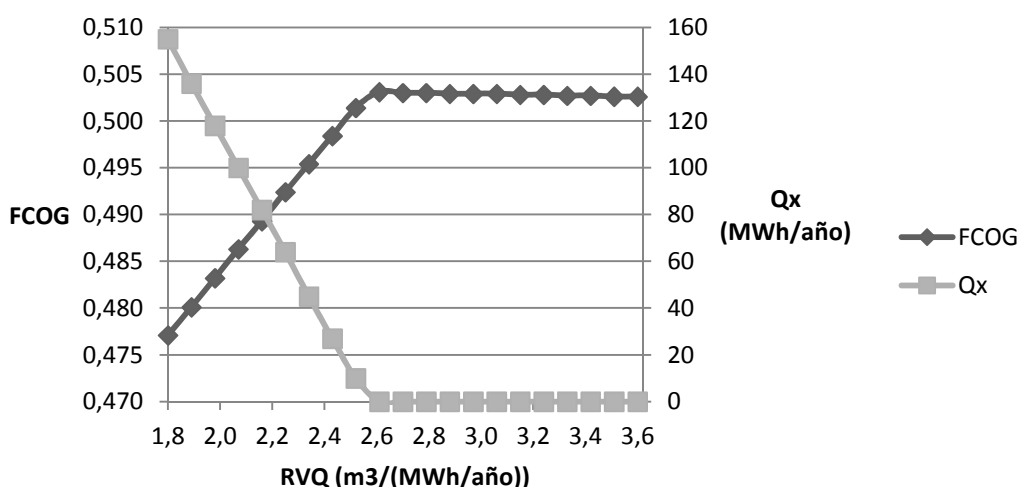


Figura 28 - Efecto de la variación del volumen de acumulación para el caso base

#### Fracción de cogeneración

Utilizar como condición de diseño el volumen crítico conlleva que haya dos variables de diseño: la potencia del motor y las horas de operación. Manteniendo la potencia del motor  $W_{mot} = 0,7 \text{ MW}$ , se procede a incluir en la operación del motor las horas valle (en las cuales no se operaba para el caso base) hasta el 70% de las mismas. Así, utilizando el volumen crítico de acumulación, si se quiere aumentar la fracción de cogeneración, las horas de operación aumentarán linealmente (ver Figura 29). Las necesidades de acumulación aumentan con la fracción de cogeneración rápidamente para fracciones entre el 50 y 65% y más suavemente para fracciones mayores.



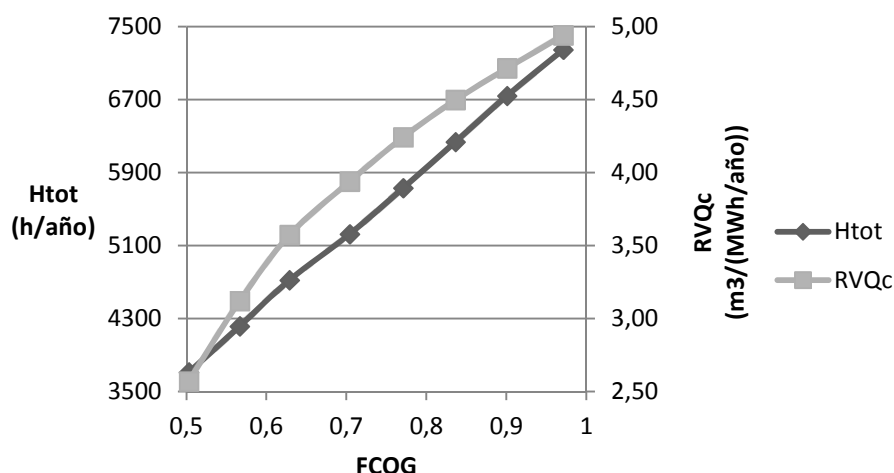


Figura 29 - Variación de las horas de operación  $H_{tot}$  y del ratio  $RVQc$  en función de  $FCOG$

### 8.3.2. Análisis económico

#### Discriminación horaria

Según el Régimen Especial (RD 661/2007), la instalación de cogeneración que escoge vender la electricidad bajo tarifa regulada puede acogerse al régimen de discriminación horaria de dos periodos (punta y valle) en el que las tarifas de venta de electricidad quedan afectadas por un factor de bonificación o descuento según se venda la electricidad en periodo punta o valle (ver Tabla B.7). Para analizar el interés del régimen de discriminación horaria se ha calculado el coste mínimo de la energía producida en función de la potencia instalada para ambas situaciones: tarifa regulada sin discriminación horaria y tarifa regulada con discriminación horaria.

El problema de optimización planteado contempla como variables libres de diseño el volumen del acumulador y el régimen de operación ( $H_{tot}[m]$  en el caso sin discriminación horaria o  $H_p[m]$  y  $H_v[m]$  son discriminación horaria). Además en ningún caso se contempla la posibilidad de derrochar calor, es decir, se impone  $Q_x = 0$ .

Los resultados obtenidos para el caso base se muestran en las Tablas 10 y 11.

$W_{mot} (MW)$	$H_{tot,anual} (h/año)$	$V(m^3)$	$FCOG_{anual}$	$cq_{tot} (€/MWh)$
0,5	8760	21935	0,84	-0,66
1	4441	0	0,89	-2,02
2	2502	0	1	25,51

Tabla 10 - Mínimo coste unitario de la energía bajo régimen sin DH para el caso base

$W_{mot} (MW)$	$H_{p,anual} (h/año)$	$H_{v,anual} (h/año)$	$H_{tot,anual} (h/año)$	$V(m^3)$	$FCOG_{anual}$	$cq_{tot} (€/MWh)$
0,5	3071	2639	5711	0	0,57	-1,9
1	3712	1432	5144	14584	1	-10,98
2	2089	413	2502	0	1	-1,18

Tabla 11 - Mínimo coste unitario de la energía bajo régimen con DH para el caso base

A la vista de los costes mínimos obtenidos para el régimen de discriminación horaria, cabe destacar que para las tres potencias del motor consideradas, el coste obtenido es negativo, lo cual se traduce en un beneficio. Además, comparando los costes unitarios de ambas situaciones, para ninguna de las tres potencias consideradas el coste unitario del calor producido sin aplicar discriminación horaria, es menor al obtenido para el régimen de discriminación horaria. Por consiguiente, cabe destacar que la operación del sistema acogiendo a la tarifa regulada con discriminación horaria es más ventajosa económicamente.

#### 8.4. Modelo C: Sistema de bomba de calor con acumulación estacional

Las variables de diseño del sistema de bomba de calor con acumulación estacional son:

- Número de bombas de calor
- Ratio de acumulación:  $RVQ [m^3/(MWh/año)]$

$$RVQ = \frac{\text{Volumen de acumulación } [m^3]}{\text{Producción térmica máxima anual nominal de la BC } [MWh/año]}$$

Para el caso base se han fijado las siguientes variables de diseño  $N_{bc} = 2$ ,  $H_{bc}[m] = H_{total}[m]$  y  $RVQ = 12,5 m^3/(MWh/año)$ , por lo que el volumen del acumulador estacional es  $61400 m^3$ . La potencia térmica de la caldera auxiliar obtenida a partir de la demanda base es  $2000 kW$ .

Los resultados globales de la operación del sistema se muestran en la Tabla C.5.

Se alcanza una fracción de bomba de calor anual del 65%, el acumulador estacional opera con un rendimiento del 92% y el coeficiente de operación del sistema es igual a 3.

La temperatura máxima en el acumulador de  $55,0^\circ C$  se produce a final del mes de octubre y resulta considerablemente menor que el valor límite superior de  $90^\circ C$  correspondiente a la carga máxima del acumulador. El porcentaje de aprovechamiento del acumulador es igual a 42%.

Los resultados económicos del sistema se muestran en las Tablas C.6 y C.7.

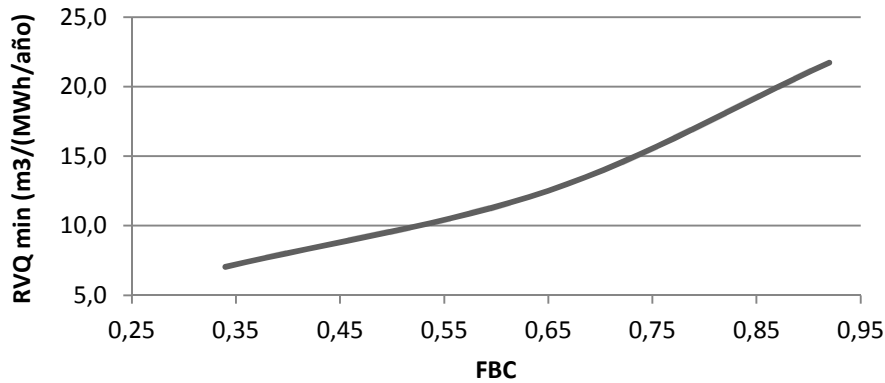
Cabe destacar que se obtiene un coste muy elevado de la energía producida mediante bomba de calor con acumulación estacional, el coste unitario es aproximadamente un 140% superior al coste unitario del calor auxiliar. En consecuencia, el coste unitario del calor total resulta también muy elevado:  $111,35 €/MWh$ .

##### 8.4.1. Análisis físico

###### Volumen mínimo de acumulación

Debido al límite de temperatura que posee la bomba de calor en el aporte de energía térmica al acumulador no se derrocha calor en el sistema dado que el acumulador no alcanzará en ningún caso su temperatura máxima, por tanto, siempre se cumplirá  $Q_x = 0$ .

El volumen mínimo de acumulación para el sistema de bomba de calor,  $RVQ_{\min}$ , se define como el mínimo volumen que aporta una fracción de bomba de calor dada. Para estudiar su comportamiento se procede a analizar el efecto de incrementar la capacidad de la bomba de calor, y por consiguiente la fracción de bomba de calor. Al ir incrementando la exigencia de mayor fracción de bomba de calor, se produce un aumento en el ratio de acumulación para fracciones hasta el 60%, el cual se vuelve más drástico para fracciones entre el 60% y el 95% (ver Figura 30).



**Figura 30 - RVQmin en función de la fracción de bomba de calor para el caso base**

Cabe destacar que la capacidad necesaria del acumulador para incrementar la cobertura de la bomba de calor es exagerada. Esto es debido al rango de temperatura de trabajo que caracteriza al equipo y limita la temperatura de salida del condensador a 60 °C. Como consecuencia negativa, el acumulador no alcanza la temperatura límite (90 °C) que corresponde a su carga completa de energía térmica en ningún caso. Por tanto, las necesidades de acumulación son muy elevadas respecto a la energía acumulada, es decir, el sistema de bomba de calor no aprovecha adecuadamente la capacidad térmica disponible en el acumulador. A la vista de los resultados, el aprovechamiento del acumulador es siempre  $AP_{acu} \leq 42\%$ .

En términos económicos conlleva que el coste unitario de la energía producida mediante bomba de calor con acumulación estacional sea muy superior al coste unitario del calor auxiliar. Por tanto, bajo esta circunstancia no se ha creído oportuno realizar ningún tipo de análisis económico.

### **8.5. Modelo D: Sistema solar con acumulación estacional e integración de cogeneración**

Para el sistema que integra conjuntamente varias de las tecnologías consideradas en el subsistema principal de producción de calor, se han escogido los captadores solares y el motor de cogeneración, descartando la bomba de calor en el sistema integrado ya que, como se ha visto en su análisis físico, con la configuración escogida su temperatura de operación no se adecua al sistema energético propuesto con acumulación estacional.

Las variables de diseño del sistema integrado con acumulación estacional son:

- Área de captación [ $m^2$ ] o ratio  $RAD$  [ $m^2/(MWh/año)$ ]

- Volumen de acumulación [ $m^3$ ]
- Potencia eléctrica nominal del motor de cogeneración [ $MW$ ]
- Régimen de operación [ $h/mes$ ]

Para el caso base se han fijado las siguientes variables de diseño  $RAD = 0,6 m^2/(MWh/año)$ ,  $V = 40000 m^3$ ,  $W_{mot} = 0,7 MW$  y  $H_m[m] = H_p[m]$ , por lo que la superficie de captación a instalar es de  $3210 m^2$  y el volumen del acumulador estacional es  $40000 m^3$ . La potencia térmica de la caldera auxiliar obtenida a partir de la demanda base es  $2000 kW$ .

Los resultados globales de la operación del sistema se muestran en la Tabla D.3.

Se alcanza una fracción anual del 100%, de la cual, un 51% corresponde a la producción solar y un 49% a producción del motor de cogeneración. El acumulador estacional opera con un rendimiento igual al 88% y el campo de captadores opera con un rendimiento igual al 53%.

El rendimiento eléctrico equivalente anual del sistema es del 78,3%, el cual es superior al mínimo legal impuesto (ver Apartado 1.5 del Anexo B).

La temperatura máxima en el acumulador de  $82,7 ^\circ C$  se produce a final del mes de octubre y resulta menor que el valor límite superior de  $90 ^\circ C$  correspondiente a la carga máxima del acumulador. El porcentaje de aprovechamiento del acumulador es igual a 88%.

Los resultados económicos del sistema se muestran en las Tablas D.4 y D.5.

El coste unitario del calor total producido es igual a  $34,90 €/MWh$ , el cual corresponde con el producido mediante el sistema solar y de cogeneración dado que atienden la demanda del sistema en su totalidad.

Dada la complejidad en el funcionamiento físico del sistema integrado y el elevado número de variables de diseño involucradas en el mismo, no se ha realizado un análisis físico del sistema.

### **8.5.1. Análisis económico**

Cabe destacar que debido a la complejidad del modelo de optimización del sistema integrado, no ha sido posible contemplar el total de variables de diseño del sistema como variables libres a la hora de plantear los problemas de optimización. Al intentar resolver problemas de esa naturaleza, la herramienta de optimización no logra resolverlos o en el caso de poder dar una solución, el tiempo de resolución es muy elevado.

#### Mínimo coste unitario en función de la potencia del motor

Manteniendo el ratio  $RAD = 0,6 m^2/(MWh/año)$  utilizado para el caso base, se quiere analizar el efecto de incorporar el motor de cogeneración. Para ello se minimiza el coste unitario del calor producido según la potencia nominal del motor de cogeneración, estableciendo como variables libres de diseño las horas de operación mensuales y el volumen del acumulador.

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 12.

$W_{mot} (MW)$	$H_{p,anual} (h/año)$	$H_{v,anual} (h/año)$	$H_{tot,anual} (h/año)$	$V(m^3)$	$FACU_{anual}$	$cq_{tot} (€/MWh)$
0,5	3712	1563	5275	26611	1	19,1
1	2790	0	2790	25858	1	25,5

Tabla 12 – Mínimo coste unitario total en función de  $W_{mot}$  con  $RAD=0,6$  para el caso base

Integrar un motor de 0,5 MW o 1 MW respecto al considerado para el caso base de 0,7 MW aporta un menor unitario de la energía. Esto es debido a que el diseño del sistema en estos casos ha sido optimizado en términos de acumulación necesaria, la cual se ha reducido aproximadamente un 35%, y en términos de horas mensuales de operación. De todos modos, dada la mayor retribución aportada por la venta de electricidad producida en motores de potencia menor o igual a 0,5 MW, el menor coste unitario se alcanza para  $W_{mot} = 0,5 MW$ .

#### Mínimo coste unitario en función de la superficie de captación

Manteniendo la potencia nominal de motor, se quiere analizar el efecto de disminuir el ratio  $RAD$  desde  $0,6 m^2/(MWh/año)$  hasta  $0,2 m^2/(MWh/año)$ . Para ello se minimiza el coste unitario del calor producido según el ratio área-demanda.

Los resultados obtenidos se muestran en las Tablas 13 y 14.

$RAD (m^2/(MWh/año))$	$H_{p,anual} (h/año)$	$H_{v,anual} (h/año)$	$H_{tot,anual} (h/año)$	$V(m^3)$	$FACU_{anual}$	$cq_{tot} (€/MWh)$
0,6	3712	1563	5275	26611	1	19,1
0,4	3712	2035	5747	17802	0,89	12,0
0,2	3712	2300	6012	10357	0,76	6,3

Tabla 13 - Mínimo coste unitario total en función de  $RAD$  con  $W_{mot}=0,5 MW$  para el caso base

$RAD (m^2/(MWh/año))$	$H_{p,anual} (h/año)$	$H_{v,anual} (h/año)$	$H_{tot,anual} (h/año)$	$V(m^3)$	$FACU_{anual}$	$cq_{tot} (€/MWh)$
0,6	2790	0	2790	25858	1	25,5
0,4	3529	0	3529	28960	1	11,5
0,2	2299	1509	3808	0	0,92	-1,6

Tabla 14 - Mínimo coste unitario total en función de  $RAD$  con  $W_{mot}=1 MW$  para el caso base

En base a los resultados obtenidos, cabe destacar un hecho que era de suponer, para ambas potencias del motor consideradas el coste unitario mínimo de la energía disminuye conforme lo hace la superficie de captadores. Esto se debe por un lado a la menor necesidad de acumulación térmica, y por el otro, al mayor beneficio económico que supone ampliar las horas de operación anuales del motor de cogeneración.

Incluso se da el caso de obtener un coste unitario de la energía negativo, es decir, un beneficio, cuando la potencia del motor es la máxima considerada y la superficie de captación la mínima. En ese caso, no es necesaria acumulación estacional para atender la demanda.

En conclusión, dados los costes de generación de energía térmica asociados a ambas tecnologías, el motor de cogeneración desplaza al sistema de captación solar al buscar un diseño del sistema de mínimo coste.

## 9. Conclusiones

Después de muchas horas de dedicación y esfuerzo conviene recalcar que el presente trabajo cumple el objeto que motivó su realización, es decir, elaborar un modelo matemático de optimización de sistemas de calefacción solar de distrito con acumulación estacional e integración de bomba de calor y cogeneración, que permitiera evaluar económicamente la implantación y realizar el predimensionado de este tipo de sistemas.

Sin embargo, a pesar de haber modelado el sistema de bomba de calor, tras analizar su comportamiento, se ha descartado su inclusión en el modelo integrado por motivos de índole técnica y económica.

En sistemas de calefacción solar con acumulación estacional, se han analizado en profundidad los criterios de diseño que los caracterizan. Por ejemplo, se ha mostrado que sólo cuando el número de viviendas es muy elevado, el apoyo solar con acumulación estacional a sistemas centralizados de calefacción resulta interesante en términos económicos. Por tanto, salvo para instalaciones de gran tamaño, sólo una imposición legal de una mínima cobertura solar, una ayuda a la inversión o de otro tipo, puede hacer viable económicamente los sistemas de calefacción solar con acumulación estacional.

Respecto a los sistemas de cogeneración, se ha constatado que bajo el régimen económico-legal que rige la venta de electricidad producida por este tipo de sistemas, constituyen una tecnología de producción de calefacción de distrito con un elevado interés económico.

Como resultados, se han obtenido para cada uno de los sistemas energéticos analizados los criterios de diseño y operación óptimos en términos económicos, observando que los sistemas de calefacción solar con acumulación estacional tienen el hándicap de disminuir el coste de los acumuladores térmicos, mientras que los sistemas de cogeneración poseen la ventaja de obtener un beneficio asociado a la venta de la energía eléctrica producida.

En la configuración de diseño óptimo económico de sistemas de calefacción solar de distrito con acumulación estacional e integración de cogeneración, se ha observado como la cogeneración desplaza al sistema solar térmico.

Respecto a la resolución de los problemas de optimización planteados a lo largo del proyecto, se ha comprobado que el software de optimización LINGO puede servir para resolver el complejo diseño de este tipo de sistemas. De todos modos, dada la complejidad de los modelos elaborados, en algún caso se ha dado la circunstancia de que la herramienta de optimización no haya logrado resolverlos.

Pueden destacarse como futuras líneas de investigación, integrar calderas de biomasa y estudiar la configuración óptima de integración de la bomba de calor, entre otras.

Por último, se espera que este modelo de optimización pueda servir en el predimensionado y evaluación económica previa al desarrollo futuro de este tipo de sistemas

## 10. Bibliografía

Allard, F.; Seppänen, O. *European actions to improve energy efficiency of buildings*. Rehva Journal, 45(1), 10-20, 2008.

Baronio, E. *Integration of heat pump with central solar heating plant with seasonal storage*. Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Università di Parma, 2013.

Bauer, D.; Marx, R.; Nubbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen. *German central solar heating plants with seasonal heat storage*. Solar Energy, 84, 612-623, 2010.

Braun, J.E.; Klein, S.A.; Mitchell, J.W. *Seasonal Storage of Energy in solar heating*. Solar Energy, 26, 403-411, 1981.

Dott, R.; Genkinger, A.; Afjei, T. *System evaluation of combined solar & heat pump systems*. Energy Procedia, 30, 562-570, 2012.

Drew, M.S.; Selva, R.B.G. *Sizing procedure and economic optimization methodology for seasonal storage solar systems*. Solar Energy 25, 79-83, 1980.

EHPA. *European Heat Pump Statistics 2009*. European Heat Pump Association, 2009.

Fraga, C.; Mermoud, F.; Hollmuller, P.; Pampaloni, E.; Lachal, B. *Direct coupling solar and heat pump at large scale: experimental feedback from an existing plant*. Energy Procedia, 30, 590-600, 2012.

Guadalfajara, M. *Evaluación de centrales solares térmicas para el sector residencial en España*. Master Thesis, EINA, Universidad de Zaragoza, 2013.

Guadalfajara, M.; Lozano, M.A.; Serra, L. *Criterios de diseño y optimización de sistemas solares centralizados con acumulación estacional*. VIII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Burgos, 2013.

Haller, M.Y.; Frank, E. *On the potential of using heat from solar thermal collectors for heat pump evaporators*. ISES Solar Word Congress, Kassel, Germany, 2011.

IDAE. *Análisis del consumo energético del sector residencial en España*. 2011a.

IDAE. *Boletín de Estadísticas Energéticas de Cogeneración, Año 2010*. Ministerio de Industria, Energía y Turismo, 2011b.

IEA. *Task 45. Subtask C system categorization*. Solar Heating and Cooling, 2012.

Lindenberg, D.; Bruckner, T.; Groscurth, H.M.; Kummel, R. *Optimization of solar - district heating systems: seasonal storage, heat pumps and cogeneration*. Energy, 25, 591-608, 2000.

Lozano, M.A.; Anastasia, A.; Sierra, L.M.; Verda, V. *Thermoeconomic Cost Analysis of central Solar Heating Plants combined with seasonal storage*. ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2010), 643-653, 2010.

Lozano M.A; Baronio E.; Guadalfajara, M; Serra, L. *Integración de la energía solar en los sistemas de calefacción de distrito*. VIII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Burgos, 2013.

Lunde, P.J. *Prediction of the performance of solar heating systems utilizing annual storage*. Solar Energy 22, 69-75, 1979.

Niknia, I.; Yaghoubi, M. *Transient simulation for developing a combined solar thermal power plant*. Applied Thermal Engineering, 37, 196-207, 2012.

Podewils, C. *A complicate hybrid. A module that delivers both electricity and heat: that's easier said than done*. PHOTON International, 158-166, June 2008.

Qu, M.; Yin, H.; Archer, D.H. *A solar thermal cooling and heating system for a building Experimental and model based performance analysis and design*. Solar Energy, 84, 166-182, 2012.

Ramos, J. *Optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial comercial*. Tesis Doctoral, EINA, Universidad de Zaragoza, 2012.

RD 661/2007. *Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, BOE núm. 126, 2007.

Schmidt, T.; Mangold, D.; Muller-Steinhagen, H. *Seasonal thermal energy storage in Germany*, ISES Solar World Congress, 2003.

Schweiger, H.; Mendes, J.F.; Benz, N.; Hennecke, K.; Prieto, G.; Gusi, M.; Gonçalves, H. *The potential of solar heat in industrial processes. A state of the art review for Spain and Portugal*. Proceedings of Eurosun, 2000.

Sibbitt, B.; McClenahan, D.; Djebbara, R.; Thornton, J.; Wong, B.; Carriere, J.; Kokko, J. *The Performance of a High Solar Fraction Seasonal Storage District Heating System – Five Years of Operation*. SHC, Solar Heating and Cooling Conference 2012. Energy Procedia, 30, 856-865, 2012.

Vallios, I.; Tsoutsos, T.; Papadakis, G. *Design of biomass district heating systems*. Biomass and Bioenergy, 33, 659-678, 2009.

WCED. *Our Common Future*. Oxford University Press, 1987.

Web, C. *Solar Hybrids: The Dawning of PV/T*. Renewable Energy World, May-June 2011.

#### Páginas web

Arcon. <http://www.arcon.dk> [Consulta: 12 de julio de 2013]

Heat Pump Association. <http://www.heatpumps.org.uk> [Consulta: 29 de Julio de 2013]

Solar District Heating Platform. <http://www.solar-district-heating.eu> [Consulta: 12 de Julio de 2013]



Solites. <http://www.solites.com> [Consulta: 12 de julio de 2013]

Sunmark. <http://www.sunmark.com> [Consulta: 12 de julio de 2013]